

VŠB – Technická Univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky



Optimalizace kotle LIGNÁTOR s ohledem
na emisní limit CO
Optimization of the Boiler LIGNÁTOR with
View of the CO Limits

Student: Bc. Tomáš Piják
Vedoucí bakalářské práce: Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.

Ostrava 2014

KOPIE ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Piják**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**
Téma: **Optimalizace kotle LIGNÁTOR s ohledem na emisní limit CO**
Optimization of the Boiler LIGNÁTOR with View of the CO Limits

Zásady pro vypracování:

Navrhněte opatření pro snížení emise CO pod požadovaný limit u kotle LIGNATOR.

Práce bude obsahovat:

- základní popis kotle, procesu spalování a přenosu tepla
- popis možných opatření pro snížení CO
- výběr vhodné metody
- nutný výpočet stechiometrie spalín, tepelný a aerodynamický výpočet kotle
- základní výpočty relevantní k metodě snížení emise CO
- výkresovou dokumentaci řešení

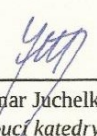
Seznam doporučené odborné literatury:

ČERNÝ, V. a kol.: Parní kotle. Praha : SNTL, 1983.
HOLMAN, J. P.: Heat Transfer. 5. vydání. New York, McGraw-Hill Book Company 1981, 570 s.
KOLAT, P.: Přenos tepla a hmoty. Skripta VŠB. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1987.
IBLER, Z. a kol.: Technický průvodce energetika. Praha: BEN – technická literatura, 2002.
ON 074017 Tepelný výpočet parních kotlů.



Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zbyszek Szeliga, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013
Datum odevzdání: 19.05.2014



prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry

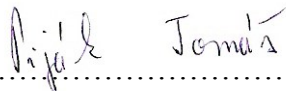



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

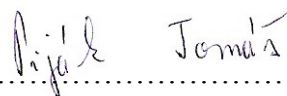
V Ostravě: 19. 5. 2014


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užití díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požádat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19. 5. 2014


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Tomáš Piják

Adresa trvalého pobytu autora práce: Luhačovská 320, 687 34 Uherský Brod- Újezdec

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Piják, T. *Optimalizace kotle LIGNÁTOR s ohledem na emisní limit CO*. Ostrava: VŠB – Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 138 s. Vedoucí práce: Ing. Zbyszek Szeliga. Ph.D.

Diplomová práce se zabývá optimalizací kotle na spalování dřeva typu LIGNATOR s ohledem na snížení emisí oxidu uhelnatého. V praktické části práce je na kotli pro identifikaci problému provedena počáteční série měření, kdy jsou zjištěny relativní údaje provozu kotle s ohledem na další proces optimalizace kotle. Pomocí naměřených a vypočtených údajů je sestaven matematický model vnitřního prostoru dohořivací komory. V další fázi je navržena a realizována optimalizace přívodu terciálního vzduchu do dohořivací komory s jeho předehřevem. Je proveden tepelný výpočet spalínové trati a výpočet přestupu tepla mezi přiváděným vzduchem a spalínami. Pro ověření navrženého opatření je kotel rekonstruován a následně provedena další série měření. Cílem práce bylo snížit emise CO. Navržená optimalizace založená na změně přívodu terciálního vzduchu a jeho předehřátí byla úspěšná.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Piják, T. *Optimization of the boiler LIGNÁTOR with view of the CO limits*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical engineering, Department of Energy , 2014, 138 s. Thesis head: Ing. Zbyszek Szeliga. Ph.D.

This thesis deals with optimization of boilers burning LIGNATOR type wood with regard to the reduction of carbon monoxide. In the practical part there are performed series of initial measurements in boiler, for detectioning relative data of boiler operationing with a regard to further process optimization of the boiler. Using the measured and calculated data there is compiled mathematical model of the interior in afterburner chamber. In the next stage there is devised and implemented optimization of the supply of tertiary air into the afterburner chamber with the preheating. Thermal calculation carry out is done for flue gas line and calculationon of the heat transfer between the supply air and flue gases. To verify the proposed measure the boiler is remaked and then it was made another series of measurements. The object of thesis was to reduce CO emissions. The proposed optimization based on a chase of tertiary air supply and the preheating was successful.

Obsah

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE	5
ANNOTATION OF MASTER THESIS	5
1 Úvod	12
2 Paliva	13
2.1 Druhy paliva	14
2.1.1 Plynná paliva	15
2.1.2 Kapalná paliva	16
2.1.3 Tuhá paliva	17
3 Dřevo jako palivo	18
3.1 Popelovina a popel	20
3.2 Hořlavina	21
3.3 Spalné teplo a výhřevnost	22
3.4 Hustota a hmotnost	23
3.5 Obsah vody	23
4 Škodliviny	26
4.1 Látky znečišťující ovzduší	26
4.1.1 Tuhé znečišťující látky	27
4.1.2 Oxid uhelnatý	28
4.1.3 Oxidy dusíku	29
4.1.4 Oxidy síry	31
4.1.5 Oxid uhelnatý	32
4.1.6 Organické polutanty	33
5 Proces spalování	34
5.1 Látkové bilance, výpočet spalovacího vzduchu	35
5.2 Množství spalovacího vzduchu	36
5.3 Výpočet množství spalin, koncentrace složek ve spalinách	38
5.4 Přebytek vzduchu	41
5.4.1 Stanovení přebytku vzduchu z koncentrace kyslíku	42
5.4.2 Stanovení přebytku vzduchu z koncentrace oxidu uhličitého	43
6 Přenos tepla	44
6.1 Sdílení tepla vedením (kondukcí)	45
6.1.1 Stacionární vedení tepla	45
6.2 Sdílení tepla prouděním (Konvekce)	47
6.2.1 Přestup tepla beze změny skupenství	48
6.3 Sdílení tepla zářením	52
6.3.1 Základní zákony záření	53
6.3.2 Záření skutečných těles	54
6.3.3 Záření plynů a par	55
6.3.4 Tepelné záření plamene	57
7 Praktická část	58
8 Základní popis kotle	58
9 Snížení emisí oxidu uhelnatého u kotle Lignator	62
10 Základní provozní parametry kotle	63
10.1 Stávající stav	63
10.2 Stechiometrické výpočty	65
10.3 Tepelný výpočet kotle	69
10.3.1 Výpočet tepla v keramice	69

10.3.2	Výpočet spalínové trati.....	76
10.3.3	Počáteční měření kotle Lignator	84
10.3.4	Analýza současného stavu v programu Ansys – CFX	88
10.4	Návrh opatření pro snížení emisí CO	94
10.4.1	Výpočet výměníku	98
10.4.2	Výpočet rychlosti vstupujícího vzduchu	111
10.5	Ověření navrženého opatření v matematickém modelu	111
11	Měření a testování	115
11.1	Přehled použitých zařízení	116
11.2	3. Měření – vložení výměníku a měření teploty vzduchu.....	119
11.3	4. Měření – měření emisí	120
11.4	5. Měření – měření emisí	122
11.5	6. Měření – emise oxidu uhelnatého	124
11.6	7. Měření – měření emisí a tlaku terciálního vzduchu.....	126
11.7	8. Měření – měření emisí, tlaku terciálního vzduchu, rychlosti vzduchu	127
12	Závěr	130
13	Použitá literatura.....	134
14	Seznam příloh.....	137

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

CSN	Centrální nervová soustava
ČSN	Česká státní norma
ELTO	Extra lehký topný olej
EN	Evropská norma
EEPROM	Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory
EU	Evropská unie
DBV	Dvoucestný ventil dochlazovací
DDT	Dichlordifenyltrichloreta
HCN	Kyanovodík
ISO	International Organization for Standardization
LPG	Liquefied Petroleum gas
LTO	Lehký topný olej
NO _x	Oxidy dusíku
PAH	Polycyklické aromatické uhlovodíky
PAU	Polyaromatické uhlovodíky
PB	Propan – butan
PC	Počítač
PCB	Polychlorované difenylly
PCDD/F	Polychlorované dibenzo-p-dioxiny a dibenzofurany
POP	Perzistentní organické polutanty
SCR	Selektivní katalytická redukce
SNCR	Selektivní nekatalytická redukce
ST – 81	Označení řídicí jednotky
SVOC	Polotěkavé organické látky
TK	Těžké kovy
TV	Teplá užitková voda
TZL	Tuhé znečišťující látky
URAS 26	Infračervený průmyslový fotometr
UT	Ústřední topení
VOC	Těkavé organické látky
VOH	Netěkavé organické látky

A _p	Absorbční součinitel, pohltivost plamene	[1]
A	Obsah popeloviny	[%]
C	Obsah uhlíku	[%]
CO	Oxid uhelnatý	[1]
CO ₂	Oxid uhličitý	[1]
CO _{2,max}	Maximální množství oxidu uhličitého	[1]
D	Průřez	[mm]
E _{0,φ}	Lambertův zákon	[W. m ⁻²]
E ₀	Hustota zářivého toku černého tělesa	[W. m ⁻²]
E _{0,n}	Hustota zářivého toku ve směru normály	[W. m ⁻²]
F	Korekční součinitel	[1]
I _{λ,0}	Spektrální intenzita záření černého tělesa	[W. m ⁻³]
K	Značení termočlánku	[1]
K ₀	Konstanta závislá na Reynoldsově kritériu	[1]
L	Charakteristický rozměr	[m]
N	Obsah dusíku	[%]
O ₂	Obsah kyslíku	[%]

P_s	Celkový tlak	[Pa]
$P^{''}$	Parciální tlak	[Pa]
\dot{Q}	Zářivý tok	[W]
\dot{Q}_A	Částečně pohlcený zářivý tok	[W]
\dot{Q}_D	Částečně propuštěný zářivý tok	[W]
\dot{Q}_R	Částečně odražený zářivý tok	[W]
Q_i	Výhřevnost paliva	[MJ.kg ⁻¹]
Q_n	Spalné teplo paliva	[MJ.kg ⁻¹]
Q_N	Jmenovitý tepelný výkon	[kW]
S	Povrch stěny	[m ²]
S	Obsah	[m ²]
T	Absolutní teplota	[K]
V	Objem	[m ³]
\dot{V}	Objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
$V_{O_2,t}$	Množství teoretického kyslíku	[m ³ .kg ⁻¹ _{pal}]
$V_{sp,ef}$	Množství spalin efektivní	[m ³ .kg ⁻¹]
$V_{sp,sk}^V$	Množství spalin skutečných suchých	[m ³ .kg ⁻¹ _{pal}]
$V_{sp,t}^S$	Množství spalin teoretických suchých	[m ³ .kg ⁻¹ _{pal}]
$V_{Vz,sk}^S$	Množství skutečného suchého vzduchu	[m ³ .kg ⁻¹ _{pal}]
$V_{Vz,sk}^V$	Množství skutečného vlhkého vzduchu	[m ³ .kg ⁻¹ _{pal}]
$V_{Vz,t}^S$	Množství teoretického suchého vzduchu	[m ³ .kg ⁻¹ _{pal}]
W	Obsah vody	[%]
c_1	Konstanta Planckova vyzařovacího zákona	[W.m ⁻²]
c_2	Konstanta Planckova vyzařovacího zákona	[m.K]
c_p	Měrná tepelná kapacita	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	Průměr	[m]
d_h	Hydraulický průměr	[m]
grad t	Teplotní gradient	[K.m ⁻¹]
h	Hořlavina	[%]
h	Planckova konstanta	[J.s ⁻¹]
l	Délka	[m]
k	Součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
q	Hustota tepelného toku	[W.m ⁻²]
\dot{m}	Hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
n	Konstanta	[1]
n	Součinitel přebytku vzduchu	[1]
r_v	Latentní výparné teplo	[kJ.kg ⁻¹]
t	Teplota ve stupních Celsia	[°C]
t_a	Teplota měknutí popela	[°C]
t_b	Teplota tání popela	[°C]
t_c	Teplota tečení popela	[°C]
t_{st}	Tloušťka stěny	[m]
v	Střední rychlost proudění	[m.s ⁻¹]
w	Rychlost	[m.s ⁻¹]
w_d	Dřevařská vlhkost	[%]

α	Součinitel přestupu tepla	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
α	Součinitel přebytku vzduchu	[1]
β	Konstanta	[1]
Δ	Rozdíl	[1]
δ	Tloušťka vrstvy v mezeře	[m]
$\Delta\varepsilon$	Korekce vzájemného překrytí	[1]
ε	Emisivita, poměrná zářivost	[1]
$\varepsilon_{\text{CO}_2}$	Emisivita, poměrná zářivost	[1]
$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$	Emisní součinitel vodní páry	[1]
ε_l	Opravný součinitel pro krátké trubky	[1]
ε_p	Emisní součinitel plynu	[1]
ε_R	Opravný součinitel pro oblouky	[1]
ε'_s	Emisivita stupeň černosti stěny	[1]
ε_T	Opravný součinitel pro neizotermické proudění	[1]
η	Dynamická viskozita	$[\text{Pa.s}^{-1}]$
κ	Adiabatický exponent	[1]
λ	Vlnová délka	[m]
λ_{ekv}	Ekvivalentní tepelná vodivost	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
λ_v	Součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
λ_t	Součinitel tření	[1]
ν	Kinematická viskozita	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$
ν'	Měrný objem vody	$[\text{m}^3.\text{kg}^{-1}]$
π	Ludolfovo číslo	[1]
ρ	hustota	$[\text{kg.m}^{-3}]$
σ	Stefan – Boltzmanova konstanta	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}]$
φ	Úhel osálení	[rad]
ω	Koncentrace	[%]
%	Procenta	[1]

Označení kritérií

Gr	Grashofovo kritérium	[1]
Nu	Nusseltovo kritérium	[1]
Pr	Prandtlovo kritérium	[1]
Pr_s	Prandtlovo kritérium na povrchu trubky	[1]
Re	Reynoldsovo kritérium	[1]

Chemické prvky

As	Arsen
Ba	Baryum
Be	Beryllium
Cd	Kadmium
Co	Kobalt
Cu	Měď
Cr	Chrom
H	Vodík
Hg	Rtuť
H_2SO_4	Kyselina sírová
H_2S	Sirovodík

Mo	Molybden
Ni	Nikl
NO	Oxid dusnatý
NO ₂	Oxid dusičitý
N ₂ O ₄	Dimerní Oxid dusičitý
N ₂ O ₃	Oxid dusitý
Pb	Olovo
S	Síra
Se	Selen
SO ₂	Oxid siřičitý
SO ₃	Oxid sírový
Sr	Stroncium
Ti	Titan
V	Vanad
Zn	Zinek

Indexy

0	Těleso absolutně černé
1	Těleso s vyšší hodnotou
2	Těleso s nižší hodnotou
d	Sušina
h	Hořlavina
max	Maximální hodnota
Pal	Palivo
pl	Plamen
Prim	Primární
r	Surový stav
sp	Spaliny
s	Střední teplota
s	Stěna
sec	Sekundární
t	Neizotermické proudění
terc	Terciální
voda	Voda
vz	Vzduch

1 Úvod

Kotle na různé druhy paliv jsou nedílnou součástí mnoha rodinných domů. V nynější době se pro vytápění či ohřev TUV používají především automatické kotle na zemní plyn. S rostoucí cenou tohoto paliva se mnoho domácností vrací zpátky ke spalování tuhých paliv, zejména uhlí nebo dřeva. Mnoho domácností pak pro spalování používá zastaralé a již neodpovídající spalovací zařízení. V těch často dochází i ke spalování paliv nevhodných pro spalování, jako např. odpady, plasty atd.

Vznik škodlivin při spalování v těchto zastaralých zařízeních se mnohdy dostává v místních měřících až do neúnosných mezí. Pomocí legislativních opatření je snaha chránit ovzduší od vzniklých škodlivin. Proto vznikl i zákon o ochraně ovzduší ze dne 2. května 2012 týkající se vyjmenovaných a nevyjmenovaných zdrojů. Na základě novely zákona o ochraně ovzduší jsou pak jasně dány termíny, ve kterých je možné kotel dané emisní třídy jak prodávat, tak i provozovat. Ke dni 1. 1. 2014 byly z prodeje staženy kotle, které splňovaly pouze první a druhou emisní třídu. Novela zákona dále nařizuje od 1. 1. 2017 revize kvality spalování v kotlích používaných v domácnostech. Dle novely zákona budou na provozovatele, jenž nemá kotel splňující požadavky, uvaleny sankce.

Firma Viadrus a.s., pro kterou je provedena optimalizace spalování v kotli Lignator s ohledem na emise CO, má dlouholetou tradici ve výrobě kotlů na spalování tuhých, plyných a kapalných paliv.

Historie se datuje od roku 1885, kdy byly založeny Hahnovy železárny, o tři roky později, v roce 1888, byl zahájen provoz slévárny. V roce 1890 byla spuštěna výroba litinových radiátorů, která byla roku 1928 rozšířena na výrobu kotlů na tuhá paliva vlastní konstrukce.

V počátcích firma sídlila Praze, v roce 1963 se však vývoj a výzkum litinových článků přesunul na stávající místo v Bohumíně. V dalších letech došlo k mnohým změnám, jako zahájení výroby plynových kotlů, zahájení provozu nové slévárny a montovny radiátorů. V roce 1993 firma Viadrus a.s. získala certifikaci EN ISO 9001, jež stanovuje požadavky na řízení kvality. O čtyři roky později byla firmě Viadrus a.s. udělena certifikaci EN ISO 14001, která pojednává o managementu týkajícího se životního prostředí.

V současné době jsou stěžejními prvky firmy Viadrus a.s. litinové kotle na tuhá paliva s automatickým nebo ručním přikládáním, olejové a plynové kotle s litinovým výměníkem a litinové radiátory.

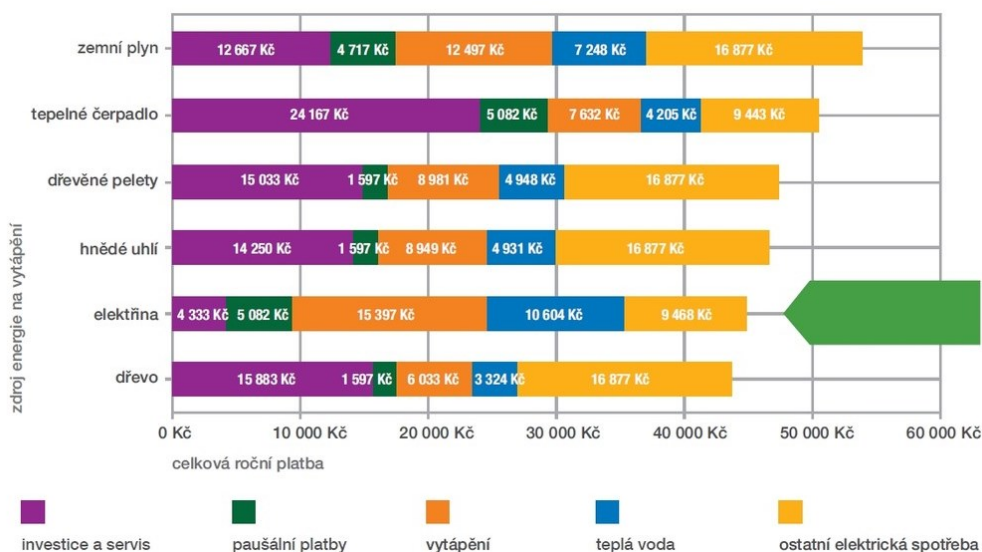
Pro výrobce a zákazníka jsou důležitým parametrem pro výrobu či nákup kotlů emisní třídy. Emisní třída ukazuje kvalitu kotle především s ohledem na kvalitu procesu spalování, a tím i tvorbu emisí.

V dnešní době je v České republice dle normy ČSN EN 303–5 rozlišováno pět emisních tříd. Emisní třída je přiřazena kotli na základě certifikačních zkoušek, které jsou provedeny před uvedením spalovacího zařízení na trh. Při závěrečných zkouškách se měří nejen vzniklé škodliviny, ale i účinnost, bezpečnost a efektivnost. Snahou výrobce by mělo být zkvalitnění spalovacího procesu ve svém zařízení a zařazení kotle do vyšší emisní třídy.

Cílem práce je provést takové úpravy na kotli Lignator, které povedou k optimalizaci hoření a snížení vzniklého oxidu uhelnatého při spalování.

2 Paliva

Palivo je látka nebo prvek, který oxidací uvolní tepelnou energii, kterou se snažíme využít. V dnešní době jsou pro nás dominantním zdrojem energie především fosilní paliva. Nedostatek různých druhů paliv by ovlivnil běžný život člověka, nebylo by možné např. vyrobit teplo pro vytápění domů, zastavila by se výroba elektrické energie, takže by nastal „black out“. Energie se získává převážně díky spalování různých druhů paliv, zbytek energie je vyrobeno díky jaderné energetice, dále jsou zde zahrnuty vodní a obnovitelné zdroje energie. Na Obr. 2.1 můžeme vidět náklady na vytápění několika druhů energie, jsou zde zahrnuta i tepelná čerpadla a elektřina. Kalkulace byla udělána na referenční stavbu, kdy parametry jsou: rodinný dům 120 m², celková tepelná ztráta 5 kW, 4členná rodina se standardním vybavením spotřebiči, ohřev vody energií na vytápění.



Obr. 2.1 Přehled nákladů na vytápění [17]

Spalováním paliv vznikají škodlivé látky, které jsou obsaženy v nedopalu nebo především ve spalinách. Tyto látky mohou být v tuhém nebo plynném skupenství. Odpadní látky se ve spalinách objevují v různých koncentracích, ty jsou závislé na druhu paliva, které je spalováno a na způsobu spalování daného paliva.

Významným parametrem charakterizujícím paliva je výhřevnost. Jedná se o energetickou hodnotu, která udává kolik energie je obsaženo v hmotové složce chemicky vázaného paliva. Jednotkou výhřevnosti je MJ na kilogram paliva - MJ/kg u tuhých paliv a MJ na metr krychlový - MJ/m³ u paliv plyných.

2.1 Druhy paliva

Paliva můžeme dělit dle několika základních kritérií, ty jsou uvedeny v Tab. 2.1.

stáří	fosilní (vzniklá ve vzdálených geologických obdobích) recentní (vznikající v současné době např. dřevo)
skupenství	tuhá kapalná plynná
původ	přírodní (např. fosilní, recentní paliva) umělá (produkt průmyslové technologie např. svítiplyn)

Tab. 2.1 Rozdělení paliv

V praxi nejčastěji rozlišujeme paliva dle skupenství, podle stejného klíče jsou rozlišeny i spalovací zařízení. Pro vytápění můžeme použít i další zdroje energie, ať už jsou to systémy solární, geotermální nebo tepelná čerpadla. Jedním z možných zdrojů energie pro vytápění může být také elektřina, ta je však díky své ceně méně používaná. Pro lepší pochopení problematiky paliv jsou dále uvedeny, základní typy paliv rozdělené podle skupenství.

2.1.1 Plynná paliva

Plynné paliva se řadí mezi nejrozšířenější paliva, užívané pro chod domácnosti, ať už se jedná o vytápění, ohřev teplé užitkové vody nebo k dalšímu použití. V průmyslu se můžeme setkat i s jinými druhy plynů než je zemní plyn.

Pro vytápění rodinných domů a průmyslových budov se v současnosti nejvíce používá zemní plyn. Z fyzikálního hlediska jde o směs uhlovodíků, kde je hlavní složkou metan. Výroba zemního plynu je velice různorodá, může vznikat společně s naftou tzv. naftový zemní plyn, nebo se využívá taky karbonský zemní plyn, ten se těží společně s uhlím.

Spotřeba zemního plynu se pohybuje ve světě kolem 2 200 miliard m^3 za rok. Zásoby, které v této době dokážeme vytěžit, se pohybují kolem 161 000 miliard m^3 . Zásoby by při současné těžbě měly vydržet min. 70 let. Celkové zásoby tedy i zásoby, které nám neumožňují dosavadní technologie vytěžit se pohybují okolo 495 000 miliard m^3 . Největší zásoby jsou na území Ruska a v zemích středního východu. I když jsou zásoby zemního plynu dostatečné, musíme se zabývat otázkou, co bude, až tyhle zásoby dojdou.

Velkým kladem při používání zemního plynu je jeho vysoká výhřevnost a „ekologičnost“. V zemním plynu nejsou obsaženy síra a tuhé částice, při spalování vzniká jen minimum emisí CO a uhlovodíků, s porovnáním tuhými a kapalnými palivy.

Dalším plusem častějšího využívání zemního plynu jako paliva je komfort obsluhy, kdy jsou plynové kotle plně automatizované. Odpadá tedy, starost se skladováním paliva, přikládáním nebo vynášením popela. Mínusem zemního plynu je jeho cena, ta závisí na kurzu koruny k dolaru a jeho ceně na světových trzích, jelikož většina zemního plynu je dovážena ze zahraničí.

Druhým významným plynem, který je u nás nejčastěji využíván je propan – butan (PB), ten je někdy označován zkratkou LPG, což jsou zkapalněné uhlovodíkové plyny. PB se za normálního tlaku a teploty chová jako plynná směs, ovšem když se tlak zvýší, mění se v kapalinu a jeho objem 260- krát zmenší. Je tedy možné poměrně velké množství skladovat v malém zásobníku. Propan-butan není jedovatý a při uniku se vypaří.

Pro spalování se vždy dodává v kapalném stavu a při jeho spalování vznikají emise minimálně větší než při použití zemního plynu. Jestliže jej však srovnáme se zemním plynem, zjistíme několik nevýhod. I když mají několikanásobně při zkapalnění menší objem, musí být uskladňován ve velkém množství, aby se nemusel stále doplňovat.

Další nevýhodou, jsou pořizovací náklady a provoz PB spalovacích zařízení, kdy jsou výrazně vyšší než zařízení u zemního plynu. Instalace těchto zařízení je doporučováno pouze tam, kde není objekt připojen k zemnímu plynu.

2.1.2 Kapalná paliva

Dalším palivem pro vytápění jsou kapalná paliva. Použití těchto paliv je však v našich podmínkách ekonomicky znevýhodněné jejich cenou. Použití těchto paliv můžeme zvážit při potřebě větších výkonů nebo při absenci zemního plynu. Co se týče jiných zemí EU, mohou kapalná paliva svou cenou konkurovat jiným druhům paliv. Při užívání se ve většině případů jedná o topné oleje.

Z topných olejů využívaných pro vytápění rodinných domů a kotlen je vhodný pouze extra lehký topný olej ELTO, jeho základní vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 2.1.

Vlastnosti	Jednotky	ELTO
Hustota při 20°C	kg/m ³	max. 860
Kinematická viskozita	mm ² /s	při 20°C max. 6
Obsah popela	hmotnostní %	max. 0,01
Obsah mechanických nečistot	hmotnostní %	max. 0,05
Bod vzplanutí	°C	56
Bod tuhnutí	°C	max. -10
Obsah síry	hmotnostní %	max. 0,2
Výhřevnost	MJ/kg	min. 42

Tab. 2.1 Vlastnosti ELTO

ELTO se v ČR vyrábí od roku 1994, jeho obsah síry dosahuje max. 0,2%. Jedná se o moderní palivo s vysokou výhřevností, toto palivo splňuje všechny ekologické limity, před spalováním není nutno předeřevu a nemusíme taky čistit nádrže od usazenin.

ELTO nachází využití v místech, kde není provedena plynofikace, nebo objekty nejsou připojeny na centrální zdroj tepla.

Abychom mohli používat ELTO musíme si pořídit takové zařízení, které dokáže tohle palivo efektivně využít, ve většině případů se jedná o plynové kotle se speciálním hořákem.

Spalovací zařízení na topný olej umožňují taky plně automatický provoz a snadnou regulaci. Účinnost spalování se nachází v rozmezích od 70 % u starších typů kotlů do 92% u moderních zařízení.

Mezi nevýhody ETLO patří jeho výroba, kdy je vyráběn destilací nebo rafinací ropy, jsme tedy závislí na dodávkách ropy ze zahraničí. Jedná se o velmi nákladný proces, kdy se cena ETLO odvíjí od světových cen ropy. Další nevýhodou jsou zásobníky paliva, ty musí odpovídat přísným požárním, bezpečnostním a ekologickým předpisům.

Zdrojem kapalných paliv je i uhlí, ze kterého se vyrábí syntetické oleje. Dalším zdrojem je bionafta, která slouží k získávání esterifikovaného rostlinného oleje. Mezi kapalná paliva patří taky ethanol, kde se jeho využití při vytápění nedá očekávat, ve větší míře se využívá pro spalovací motory, kdy je přimícháván do pohonných hmot.

2.1.3 Tuhá paliva

V dnešní době jsou tuhá paliva nejvyužívanějším zdrojem energie ve všech úrovních energetiky. Do této skupiny zahrnujeme všechny druhy uhlí a biomasu, z níž se pro vytápění nejvíce využívá dřevo, dále se může využívat také dřevní štěpka, pelety, brikety, sláma atd. Hodnocení tuhých paliv vychází z mnoha kritérií, např. složení paliv, kdy hodnotíme palivo s ohledu na jeho složky, tj. hořlavinu, popelovinu a vodu, dále pak prvkové složení. Tato problematika je níže vysvětlena u kapitoly dřevo jako palivo.

Kvalita a cena uhlí je velmi ovlivněna obsahem síry. Síra obsažená v uhlí dělí na spalitelnou a nespalitelnou část, spalitelná odchází ve formě oxidu siřičitého ve spalinách, nespalitelná síra zůstane v popelu. Pro dodržení emisních limitů se musí instalovat u zdrojů velké energetiky odsiřovací zařízení, které mají velké investiční náklady. U kotlů malých výkonů je jedinou možností pro spalování použití nízkosírného uhlí. V zákoně o ochraně ovzduší se předepisuje pro tyto případy, spalovat uhlí s maximálním obsahem síry tj. spalitelné i nespalitelné síry u hnědého uhlí 1,07 g/MJ, u černého uhlí 0,78 g/MJ a u briket 0,6 g/MJ. Uhlí těžená v naší republice, tyto podmínky splňují.

U uhlí s vyšším obsahem síry než bylo uvedeno, je snaha je využít ve směsi s aditivem, jako tzv. aditivované paliva. U aditivace uhlí jde o technickou úpravu, která podporuje proces vazby oxidu siřičitého na aditivum přimíchávaného do uhlí. Používá se buď mokrá aditivace uhlí za pomoci vápenným hydrátem či suchá, kdy je do uhlí přimícháván mletý vápenec.

Odsiřování se aditivních paliv se uplatňuje ve fluidních kotlech, u kotlů s roštem účinnost odsiřování není příliš velká díky méně vhodným fyzikálně-chemickým podmínkám. V zařízeních pro vytápění můžeme snížit koncentraci oxidu siřičitého o cca 20-30%.

Mezi tuhá paliva se řadí taky biomasa, dle legislativy je za biomasu považován rostlinný materiál, který lze využít jako palivo pro využití jeho energetického obsahu, pokud pochází ze zemědělství, lesnictví nebo potravinářského průmyslu atd.. Při zjednodušení se jedná o veškeré palivo na rostlinné bázi, pokud nedošlo k jeho kontaminaci.

Biomasa se uvádí jako obnovitelný zdroj energie, jelikož spalování biomasy je z hlediska emisí oxidu uhličitého neutrální, protože množství oxidu uhličitého, které získám po spálení je rovno množství oxidu uhličitého spotřebovaného k růstu rostlin. Ovšem tenhle výrok je značně zjednodušen, jelikož při spalování vznikají další škodliviny, a některé z nich jsou velmi nebezpečné např. polyaromatické uhlovodíky atd..

V dnešní době se také věnuje pozornosti pěstování energetických plodin. Jde o speciální druhy rostlin, které jsou cíleně pěstovány pro jejich velký přírůst hmoty, které je poté energeticky využito např. vrba, nebo energetický šťovík, obilí aj.

Pro spalování v malých ohništích je nejpoužívanějším palivem dřevo, ať ve formě kusového, štěpky, briket a pelet. Díky tématu řešení této diplomové práce bych se v další kapitole zabýval jeho složením.

Kap. 2 byla zpracována na základě literatury [1], [2], [25].

3 Dřevo jako palivo

Jestliže se podíváme do historie, spalování dřeva na otevřených ohništích sahá již do doby kamenné.

Postupem času se zařízení pro spalování dřeva zdokonalovala, aby byl poskytnut uživatelům lepší komfort. Dřevo se v jednu dobu využívalo také pro pohon aut, kdy docházelo k jeho zplyňování, vytvořený plyn byl spalován v komoře spalovacího motor a poháněl auto.. Účinnost spalovacího procesu a spalovacích zařízení se s postupem doby zlepšovala a zdokonalovaly se samotné spalovací procesy, které zprvu doprovázely velké emise.

Podíváme-li se na dřevo jako zdroj energie, jeho hmotové složení vychází ze tří základních parametrů a to z hořlaviny (h), popeloviny (A) a vody (W). Tyto složky vyjadřují dřevo v plné míře jako celek, a proto musí platit:

$$h + A + W = 1 \quad [1] \quad (3.1)$$

Potřebujeme-li stanovit obsah jednotlivých složek v dřevní hmotě, tzv. hrubý rozbor paliva, je to velmi snadné. Máme-li dřevo, které se právě pokácelo a nijak se nesušilo, jedná se o surový vzorek a řídí se dle rovnice 3.1, kde jsou obsaženy všechny složky.

Pro získání sušiny, tedy bez obsahu vody v palivu, musíme vzorek dokonale zbavit vody, tedy dobře jej vysušit. Pro sušinu tedy platí úprava rovnice 3.1 na rovnici 3.2.

$$A + h = 1 \quad [1] \quad (3.2)$$

Pro spalování je nejdůležitějším údajem energetická hodnota paliva, tj. energii, kterou uvolníme spálením 1 kg paliva. V palivu je vždy nositelem energií hořlavina, tu nazýváme jako aktivní složku v palivu, popelovina a voda jsou složkami pasivními, které jen snižují energetickou hodnotu.

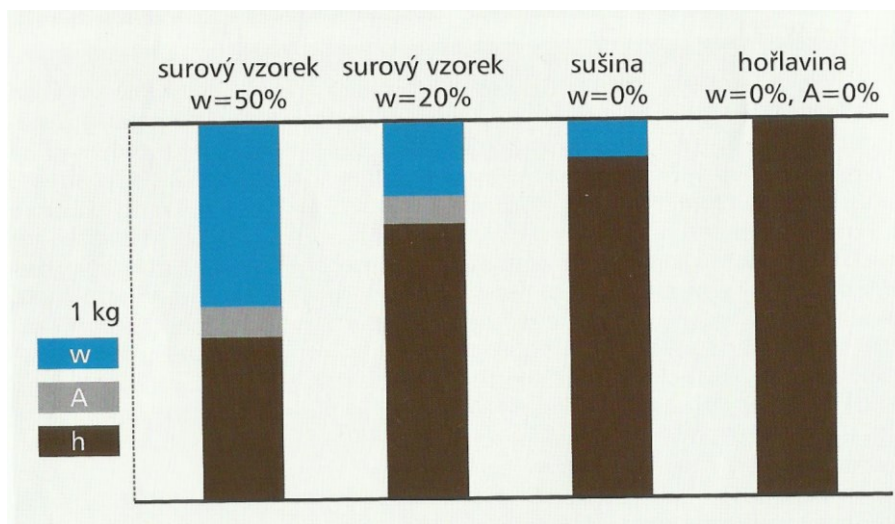
Co se týká popeloviny, jedná se o anorganické látky, které se při růstu dřeva hmoty transformovaly z půdy. Obsah popeloviny je obsažen ve dřevu velmi málo a je neměnný. Jestliže zanedbáme obsah popeloviny v palivu, vznikne nám po úpravě rovnice 1, nová rovnice 1.3.

$$h + W = 1 \quad [1] \quad (3.3)$$

Samotný vzorek, který obsahuje jen hořlavinu, poté značíme jako “h” a rovnice 3.1 je upravena na tvar:

$$h = 1 \quad [1] \quad (3.4)$$

Toto rozdělení můžeme vidět taky na Obr. 3.1.



Obr. 3.1 Hrubé rozboru stavu paliva [2]

3.1 Popelovina a popel

Jak jsem již výše uvedl, popelovina jsou anorganické látky. Jsou získávány v průběhu růstu, složení popelovin je proto shodné s půdním složením, kde dřevo rostlo.

V průběhu spalování, kdy popelovina podléhá vysokým teplotám a oxidačnímu prostředí, dochází k jejím změnám. Výsledkem těchto změn vzniká zcela nová látka nazvaná popel. Při spalování nepředstavuje popel nějaký výrazný problém. Popel se většinou při spalování dřeva tvoří v malém množství, vlivem nízkého obsahu popeloviny v palivu, které je v rozmezí od 0,2 - 1%. V případě spalovacích zařízení větších výkonů, musíme brát tvorbu popela na vědomí. Jelikož jsou u těchto zařízení vysoké teploty, musíme respektovat i tzv. termofyzikální vlastnosti popela. Jedná se o to, že popel při vyšších teplotách měkne a může vytvářet na stěnách ohniště nánosy, což je nežádoucí, protože se zhoršuje přenos tepla do proudícího média v kotli. Z tohoto důvodu jsou definovány tři teploty a to:

- t_a – teplotu měknutí popela
- t_b – teplota tání popela
- t_c – teplota tečení popela

U biomasy je nutné dodat ještě jeden parametr teploty, který je nutno sledovat, a to teplotu sintrace - t_s . Jedná se o proces probíhající za nízkých teplot, menších než je teplota měknutí, v níž dochází ke změně u krystalické mřížky, jejímž důsledkem je spékání částic, vymizení a uzavření pórů ve struktuře, původní popel se tak výrazně zhutní.

3.2 Hořlavina

Hořlavina je nejdůležitější složkou paliva, neboť je nositelem energie. Samotná hořlavina se skládá z několika dalších prvků, ty jsou znázorněny ve vzorci 3.5

$$C^h + H^h + S^h + N^h + O^h = h \quad [1] \quad (3.5)$$

Hořlavina tedy obsahuje uhlík (C), vodík (H), síru (S), dusík (N) a kyslík (O). Nositelem chemicky vázané energie, neboli aktivními prvky v palivu jsou uhlík, vodík, síra, zatímco dusík a kyslík zahrnujeme do hořlaviny pro jejich roli ve spalovacím procesu. Síra se dále dělí na spalitelnou a nespalitelnou, ale jelikož se zabýváme spalováním dřeva, které má zanedbatelný obsah síry, dále je nebudeme rozvádět. Můžeme tedy konstatovat, že složkami, které jsou aktivní, jsou uhlík a vodík.

Po provedení velkého množství prvkových rozborů u různého typu dřeva, se došlo k závěru, že se prvkové složení příliš neliší. Průměrné prvkové složení hořlaviny je 50,3% C, 6% H, 0,6% N, 42,3% O₂, 0,8% A.

Jestliže se podíváme na složení hořlaviny pro různé stavy paliva (surový, sušina, hořlavina), zjistíme, že obsah jednotlivých prvků se podstatně liší. Nejhůře v tomto vyjádření bude stav surový, který bude mít nejmenší podíly aktivních složek, můžeme tento stav taky zapsat zápisem:

$$x^r < x^d < x^h$$

kde x značí jednotlivou složku.

Při bližším zkoumání hořlaviny při průběhu spalování zjistíme, že se část hořlaviny při zahřátí uvolní ve formě hořlavých plynů, zbytek hořlaviny dohoří v podobě tuhého uhlíku. Hořlavina se tedy dále dělí na prchavou hořlavinu a fixní uhlík, prchavou hořlavinu značíme indexem „daf“. Prchavá hořlavina je významný parametr, jelikož její množství ovlivňuje počáteční fázi hoření, kterou je zapálení paliva. Skládá se z hořlavých plynů, které se uvolňují při poměrně nízké teplotě. U dřeva dochází k uvolnění prchavé hořlaviny při teplotách nad 160 °C. Obsah této látky je v hořlavině dřeva extrémně vysoký, mnohdy přesahuje až 85 %. Ve dřevě je také velké množství kyslíku, proto dokážeme dřevo tak rychle zapálit. Jestliže se prchavá hořlavina z dřevní hmoty uvolní, zůstane nám tzv. fixní uhlík, ten leží na roštu, kde postupně dohoří.

Kvalitu spalovacího procesu určíme podle toho, jak velkou část hořlaviny paliva se nám podařilo spálit. Můžeme také hovořit o účinnosti spalování, ta však nikdy nedosáhne sta procent, vždy totiž zůstane jistá část hořlaviny nedohořená.

Tyto části hořlaviny odchází z ohniště ve formě hořlavých plynů (většinou oxid uhelnatý) a nebo jako tuhý nedopal, který propadne roštem jako tuhý uhlík do popela. Ztráta, která vzniká nespálením uhlíku, je nepatrná, obsahuje cca půl procenta.

Horší je výskyt hořlavých plynů ve spalínách, tyto plyny představují ztráty, které snižují účinnost spalování, ale taky produkují škodliviny, které jsou nežádoucí. Proto se dnešní doba upíná na zvýšení účinnosti spalování a snížení hořlavých plynů ve spalínách především oxidu uhelnatého.

3.3 Spalné teplo a výhřevnost

Spalovacím procesem se energie v palivu transformuje na tepelnou energii spalin a voda v nich obsažená pochází z vody obsažené v palivu a ze spalování vodíku, který je obsažen v hořlavině. Voda se ve spalínách nachází v podobě vodní páry.

Jestliže se voda z paliva a z vodíku změnila skupenství z kapaliny na páru, bylo potřebné odebrat spalovacímu procesu výparné teplo.

Jestliže bychom chtěli toto teplo spalínám vzít, bylo by zapotřebí ochladit spaliny pod teplotu rosného bodu, kdy by došlo ke kondenzaci páry a tím bychom získali zpět kondenzační teplo. Pro zabezpečení komína odchází spaliny ve vysokých teplotách, tudíž nedochází ke kondenzaci vodní páry, avšak výparné teplo je tak ztraceno. Pro zjištění energetické hodnoty paliva, musíme vzorek paliva spálit v kalorimetru. Spalování v kalorimetru probíhá dle na první pohled jednoduchého postupu: vzorek, u kterého si nejdříve zjistíme hmotnost, se spálí v uzavřené kovové nádobě, která je v kyslíkovém prostředí. Toto prostředí umožní spálení všech hořlavých složek. Teplo vzniklé ze spálení se přes stěny nádoby předá vodě, v níž je nádoba ponořena. Rozdíl teplot, o které se teplota vody zvýší, umožňuje vypočítat množství tepla uvolněného z paliva. Všechna vodní pára přítomná ve spalínách, díky tomu že se test provádí při teplotě okolí, zkondenzuje. Tato energetická hodnota paliva udává množství chemicky vázané energie a jde o spalné teplo Q_n [kJ/kg]. Hodnotu vody ve spalínách a tedy výparného tepla vody, lze využít u kondenzačních kotlů.

V reálném spalovacím procesu u běžných kotlů nelze využít výparné teplo vodní páry ve spalínách, využitelné množství energie bude proto o výparné teplo nižší než spalné teplo. Energetické hodnotě se říká výhřevnost Q_i [kJ/kg]. Hodnota výparného tepla vody při normálních podmínkách je r_v - 2435,5 kJ/kg. Jestliže spálíme 1 kg vodíku, spálením vznikne 9 kg vody.

Vztah mezi spalným teplem a výhřevností můžeme vyjádřit rovnicí 3.5.

$$Q_i = Q_n - 2453,5 (W + 9 \cdot H_2) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.5)$$

Při spalování dřeva musíme zamezit kondenzaci vodní páry ve spalínách, proto všechny výpočty vycházejí z výhřevnosti. Pro paliva s větším obsahem vody proto tedy platí, že výhřevnost je výrazně menší díky klesajícímu obsahu hořlaviny a většímu podílu vody. Proto je lepší nespalovat čerstvě pokácené dřevo, ale pro snížení vlhkosti je lepší je sušit za přístupu vzduchu a pod střechou, aby se vlhkost palivu nevrátila při deštích.

3.4 Hustota a hmotnost

Dnes je mezi veřejností rozšířen mylný názor, že dřeva s nižší hustotou mají menší výhřevnost a spalné teplo, tudíž k získání tepla spálením např. smrku, které mají menší hustoty, spotřebujeme více paliva, než je tomu např. v habru s větší hustotou. V téhle kapitole si ovšem tuto skutečnost objasníme. Hustota palivového dříví souvisí i s jeho prodejem. V dnešní době se však většinou dřevo prodává v kubících, což je m^3 , kde hustota nehraje takovou roli.

Hustota sušiny dřevní hmoty vyskytující se v naší republice se pohybuje v rozsahu od 350 kg/m^3 u smrku až po 800 kg/m^3 u habru. Hustota je udávána při vlhkosti 12%. Výhřevnost dřeva je však vztažena na hmotnost paliva. Rozdílná hustota nám objasňuje, že je obsaženo ve špalku dřeva s vyšší hustotou více energie, než ve špalku s hustotou nižší. Výhřevnosti paliva jsou však přibližně stejné.

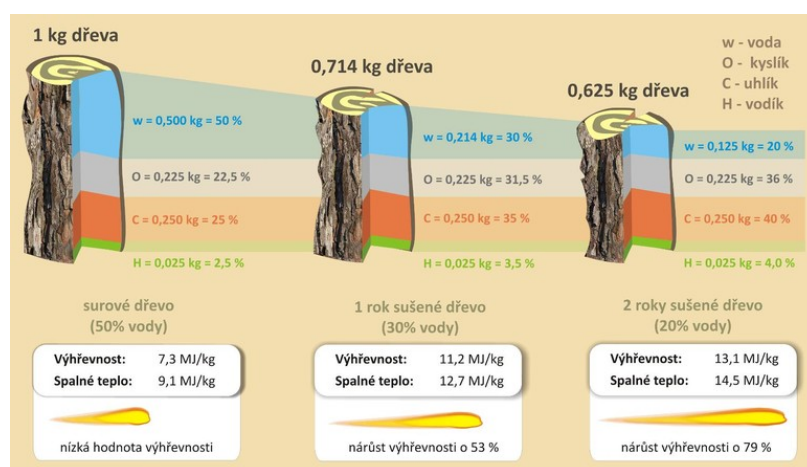
Samotná hmotnost dřeva je udávána obsahem vody. „Dřevní hmota“, jedná se o hmotu buněčných stěn bez pórů, má pro všechny druhy dřeva konstantní hustotu. V dalších případech záleží na struktuře dřeva, množství a velikosti póru, na vyplnění pórů vodou. V praxi je zažito pro porovnávání dřeva uvádět hmotnost v bezvodném stavu, tj. v sušině. Občas je použit pojem „čerstvá hmotnost“, což je hmotnost čerstvě poraženého dřeva, to je však ne vždy jasné. Obsah vody může v některých případech dosahovat až 60%.

3.5 Obsah vody

Další složkou, kterou palivo obsahuje, je voda. Obsah vody, co se týče dřeva, není zanedbatelným parametrem.

Jestliže zjednodušíme představu dřevní hmoty na složení z vody a sušiny, pak sušina představuje aktivní složku paliva, tj. nositele energie. Voda, je v tomto případě pasivní složkou a energeticky palivo znehodnocuje tím, že dochází ke snížení energetického obsahu vlivem odebráním tepla pro její odpaření. I kdybychom chtěli z energetických důvodů vodu z obsahu vyloučit, musíme s ní vždy počítat, jelikož je přirozenou součástí dřeva.

U čerstvě poraženého stromu můžeme počítat s obsahem vody až 50%, tento obsah se však může účinně snížit sušením. Jestliže je dřevo vystaveno normálním podmínkám, lze přirozeným sušením během několika let snížit obsah vody na 20%, jak se změní obsah vody, můžeme vidět na Obr. 3.2. Jestli bychom chtěli vodu dále vysoušet, je to již velmi náročné jak časově, tak finančně.



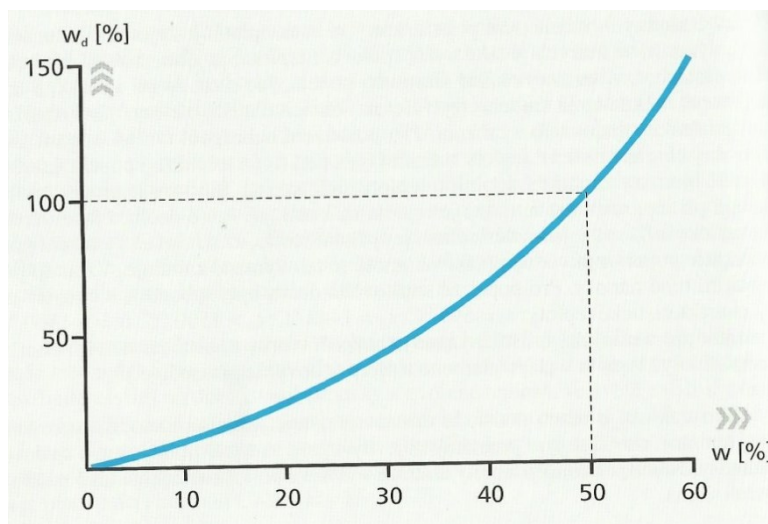
Obr. 3.2 Změna obsahu vody [10]

Voda je v palivu rozdělena do několika druhů, které jsou:

- **přimíšená** – po vytěžení ji lze odstranit mechanicky (filtrací)
- **povrchová** – voda ulpívající na povrchu paliva
- **hrubá** – voda, která se odpaří při volném vysychání rozdrčeného vzorku
- **hyroskopická** (zbytková) kapilárně vázaná (zbytek po odpaření) – sušení analytického vzorku paliva za zvýšené teploty 105° C
- **volná** – celkový obsah přimíšené, povrchové a hrubé
- **veškerá** – celkový obsah vody přimíšené, hrubé a zbytkové
- **hydrátová** – krystalová voda minerálů, voda chemicky vázaná na popeloviny, běžně se neurčuje, uvolní se při teplotách rozkladu paliva
- **okludovaná** – chemicky vázaná na hořlavinu, je zahrnuta v prchavé hořlavině a uvolní se při teplotách rozkladu paliva

Obsah vody je možné vyjádřit několika způsoby. V energetice je zvykem používat hmotnostní vyjádření. Máme-li vzorek paliva vážící 1 kg a obsah vody je 0,5 kg představuje voda polovinu z celkové hmotnosti $w = 50\%$. Dělníci v dřevařském průmyslu však hodnotí vlhkost dřeva porovnáním obsahu vody s obsahem sušiny ve vzorku paliva.

V případě 1 kg vzorku o obsahu vody 0,5 kg, případně 0,5 kg vody na 0,5 kg sušiny vlhkost dřeva se tedy rovná $w_d = 100\%$. Souvislost můžeme vidět na Obr. 3.3, kde máme vyjádření v energetice a indexem „ w_d “ je označena dřevařská vlhkost.



Obr. 3.3 Energetická a dřevařská vlhkost dřeva [2]

Metodika stanovení obsahu vody, jak jsem naznačil, je poměrně snadná. U vzorku před samotným sušením nejdříve zjistíme hmotnost, poté jej vložíme do sušící pece, kde se vzorek suší při teplotě $103 \pm 2^\circ\text{C}$ tak dlouho, dokud se všechna voda nevypaří. Dokonale vysušený vzorek se pozná podle toho, že již neklesá jeho hmotnost i při dalším sušení. Získaná sušina se poté zváží a úbytek hmotnosti poté určí původní vlhkost. Metoda sušení je podrobně popsána v normě ČSN 49 0103. Výběr vzorku dřeva pro sušení musíme brát na zřetel, že vzorek bude reprezentovat dané palivo, bude záležet i na průměru polena. Vlhkost dřeva na hromadě bude rozdílná ve spodní části a rozdílný ve vrchní části. Proto musíme volit velmi obezřetně.

Kapitola Dřevo jako palivo byla zpracována dle údajů z literatury [2], [8], [9], [10], [11], [24].

4 Škodliviny

Při každém spalovacím procesu, kdy je palivo spalováno za přítomnosti vzduchu jako okysličovadla, je vyprodukováno určité množství látek, které jsou klasifikovány jako škodliviny. Tyto látky se pak v menších nebo větších koncentracích objevují ve spalínách a poté se dostávají do ovzduší. Složky, objevující se ve spalínách v největší míře a v největší koncentraci jsou dusík (ten se objevuje ze vzduchu přiváděného pro spalování), oxid uhličitý (vzniká jako konečný produkt hoření uhlíku). Dále se ve spalínách objevuje vodní pára (voda obsažená v palivu a ve spalovacím vzduchu), je zde zahrnuta voda vzniklá z hoření vodíku.

Při spalování s přebytkem vzduchu $n > 1$ se bude ve spalínách také vyskytovat přebytečný kyslík. Ve spalínách se objevují další složky, které jsou již v menším množství.

Produkce škodlivin je v dnešní době legislativně regulována u větších zdrojů, pro malé lokální topeniště jsou legislativní opatření předpokládána, viz předchozí kapitola. Dodržení emisních limitů popisuje legislativa o ochraně ovzduší, legislativa vychází ze zákona č. 86/2002 Sb. o ochraně ovzduší. Zákon definuje škodliviny a určuje přípustné koncentrace škodlivin emisí ve spalínách. Škodliviny vznikající během procesu spalování, a které jsou sledovány, jsou tyto:

- oxid uhelnatý (CO)
- oxid siřičitý (SO₂)
- oxidy dusíku (NO_x)
- tuhé znečišťující látky (TZL)

Než je spalovací zařízení uvedeno na trh, je nutné u něj provést závěrečné zkoušky, které se provádějí v autorizované zkušebně. Tyto zkoušky dokazují, že při výrobem předepsaném způsobu provozování a při používání předepsaného paliva zařízení splňuje zákonné normy.

4.1 Látky znečišťující ovzduší

Znečišťující látky jsou definovány v zákoně o ovzduší jako látky tuhé, kapalné a plynné, tyto látky mohou buď přímo nebo po chemické či fyzikální změně v ovzduší nepříznivě ovlivnit jeho kvalitu.

Tím může být ohroženo nebo poškozeno zdraví lidí nebo jiných organismů, může dojít také ke zhoršení životního prostředí, kdy mohou ve velké míře obtěžovat nebo poškozovat majetek.

Jsou to tedy látky, které mohou nepříznivým způsobem ovlivnit prostředí, to se může projevit:

- zhoršením zdraví lidí nebo zvířat
- poškozením životního prostředí
- změnami přirozeného složení ovzduší
- zhoršením viditelnosti.

Znečišťující látky se dle skupenství dělí na tuhé, kapalné a plynné, v praxi se tyto tři skupiny spojují podle různých hledisek, např. způsobu odlučování, stanovení úletu atd.

Dle zákona o ochraně ovzduší jsou zařazeny znečišťující látky do pěti základních skupin. Tzv. základní znečišťující látky, představují nultou skupinu, můžeme je vidět v Tab. 3.1.

Tuhé znečišťující látky (TZL)
Oxid siřičitý (SO ₂)
Oxidy dusíku (Nox)
Tekavé organické látky (VOC)
Těžké kovy
Oxid uhelnatý (CO)
Amoniak a soli amonné
Polycyklické aromatické uhlovodíky (PAH)

Tab. 3.1 Základní znečišťující látky (0 skupina) [1]

Další možné rozdělení znečišťujících látek je dle chemického hlediska, toto rozdělení můžeme vidět v Tab. 3.2. Dalším důležitým hlediskem pro rozdělení znečišťujících látek je míra škodlivosti (nebezpečnost, rizikovost), které představují samostatnou oblast.

4.1.1 Tuhé znečišťující látky

Tuhé znečišťující látky patří do nulté skupiny, tedy do základních škodlivin. TZL proudící ve spalinách nebo obsažené ve škváře a v popelu jsou definovány jako částice tuhého skupenství jakékoliv struktury, tvaru a hustoty v plynné fázi. Jedná se o nežádoucí produkt látek vstupujících do pracovního procesu.

Převážně jde o palivo, kde vzniká popelovina, produkt tepelného rozpadu paliva a nedokonale spálená hořlavina, dalším zdrojem je samotné spalovací zařízení, které může rezivět, posledním jsou látky obsažené ve spalovacím vzduchu, kde se jedná o tuhé příměsi.

Pro stanovení granulometrického rozboru prachu je důležité znát základní velikost jednotlivé částice, je to základní parametr pro určování. Jelikož je prach složen z částic o různých velikostech. Abychom dostali zbytkovou charakteristiku vzorku, musíme vytvořit poměrné zastoupení částic jednotlivých velikostí. V některých případech je možné použít jako charakteristický parametr rychlost pádu částice.

Jako další problém se jeví obsah těžkých kovů, které jsou obsaženy v palivu. Po spalování se šíří v emisích spolu s popílkem do ovzduší nebo mohou být obsaženy ve škváře a popelu.

Dalším případem tuhých znečišťujících látek, které se mohou objevit v ovzduší, jsou aerosoly. Jedná se o heterogenní směs menších kapalných a pevných částic plynu.

Velké množství aerosolů může vést ke snížení viditelnosti, což řadí tyto látky mezi nejnejpříjemnější znečišťovatele životního prostředí. Rozborem popela zjistíme, že jsou zde obsaženy hrubé částice, ty mají rozměry $10\text{ }\mu\text{m} \div 100\text{ }\mu\text{m}$. Převážně se skládají z částic polokoku, koku, tuhých pyrolýzních zbytků a minerálních látek po spalování.

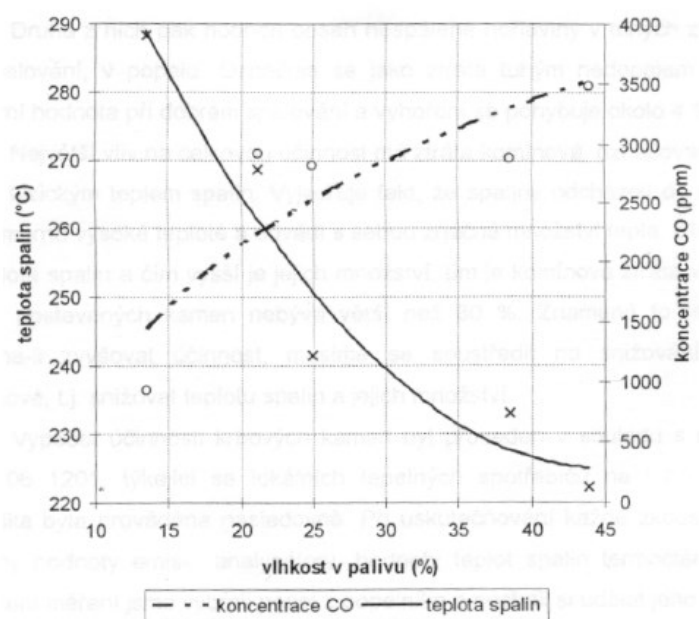
Složitým fyzikálně-chemickým procesem vzniká další forma znečišťujících látek, jde o ultra jemné částice, tyto procesy probíhají na povrchu a v okolí hořících částic uhlí. Ultra jemné částice se za určitých podmínek po dobu několika týdnů či dokonce dnů neusazují, ve většině případů, jsou vysoce obohaceny těžkými kovy. Mezi stopové prvky pocházející ze spalování uhlí patří: Ba, Be, Pb, Zn, Cr, Ni, Cd, As, Co, Sr, V, Cu, Mo, Ti a Se. Tyto stopové prvky se po dopadu z ovzduší na zemi dostávají do půdy a narušují půdní ekosystém, posléze se dostávají z půdy až do potravinového řetězce.

4.1.2 Oxid uhelnatý

Oxid uhelnatý je jednou z klíčových škodlivin při spalování, jedná se o bezbarvý plyn, který je bez zápachu. Oxid uhelnatý je silně toxický plyn, s červeným krevním barvivem (hemoglobinem) vytváří karboxyhemoglobin, ten se na krev váže několikanásobně rychleji než O_2 , to většinou vede k zadušení a otravě. Oxid uhelnatý vzniká nedokonalým spalováním, kdy přivádíme nedostatečné množství vzduchu pro spalování do zóny hoření.

Další možnou příčinou tvorby CO je velmi rychlé ochlazení plamene, kdy je nedostatek času aby mohla proběhnout oxidace uhlíku na CO₂. Dalším významným parametrem pro tvorbu CO je vlhkost v palivu, kdy díky vodě obsažené v palivu dochází také k ochlazení plamene. Vliv vlhkosti na tvorbu CO můžeme vidět na Obr. 4.1.

Při zvýšené vlhkosti v palivu dochází k poklesu teploty spalín, oxid uhelnatý se tak nedokáže dopálit a jeho koncentrace narůstá. Dalším a zásadním problémem je zabránění vzniku a odbourání CO, můžeme jej omezit správným řízením spalovacího procesu, avšak zcela zabránit vzniku tohoto plynu nejde.



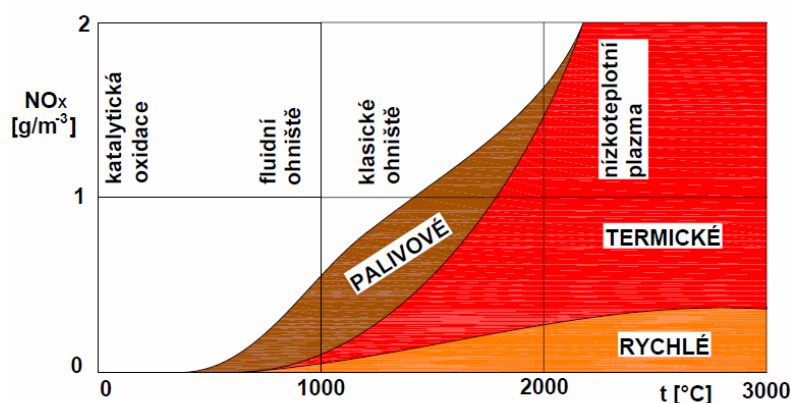
Obr. 4.1 Vliv vlhkosti paliva na vznik CO [8].

4.1.3 Oxidy dusíku

Oxidy dusíku jsou škodliviny, které představují směs oxidu dusnatého (NO), ten tvoří cca 90 % směsi a oxid dusičitý (NO₂), dále se do pozornosti dostává oxid dusný, jedná se o N₂O, neboli rajský plyn. Do oxidů dusíku také patří N₂O₄ a N₂O₃, tyto oxidy se však vyskytují ve spalínách minimálně, tak je můžeme zanedbat. NO_x vznikají při reakci mezi atomem kyslíku a molekulou dusíku (4.1).



Tato reakce má vysokou energetickou bariéru a je výrazně závislá na teplotě. Jak můžeme vidět na Obr. 4.2, NO_x dělíme do tří skupin, a to na palivové, termické a rychlé.



Obr. 4.2 Tvorba NO_x závislá na teplotě [23]

První skupinou jsou termické NO_x , které závisí na době setrvání a na teplotě, se kterou mají exponenciální závislost. Převážně vznikají z dusíku, který je přiváděn do procesu spalování ve spalovacím vzduchu. Tyhle druhy NO_x můžeme eliminovat primárními nebo sekundárními opatřeními. Jestliže mluvíme o primárních opatřeních, snažíme se eliminovat tvorbu NO_x ve spalovacím procesu. U sekundárních opatření se jedná o snížení NO_x ve spalinách.

Druhým typem NO_x jsou palivové, na tvorbu mají převážně vliv dusíkaté sloučeniny. Tyto NO_x se vyskytují převážně při spalování hnědého uhlí a biomasy, kdy nedokážeme dosáhnout vysokých teplot ($1200^\circ\text{C} - 1300^\circ\text{C}$). Jestliže se při spalování pohybujeme nad teplotou 900°C , tvorba palivových NO_x není závislá na teplotě, ale závisí na koncentraci kyslíku v zóně plamene, zde je taky možný způsob snižování NO_x .

Jako poslední mohou ve spalovacím procesu vznikat rychlé NO_x , jejich vznik je závislý na oblasti velikosti oblasti plamene, na přebytku vzduchu a malou měrou na teplotě.

Spaliny s obsahem NO se po spalování dostávají do atmosféry, kde se NO spojí s kyslíkem a vznikne NO_2 , které je vícenásobně toxičtější. Při této reakci má největší vliv atmosferický ozon, ten reaguje s NO 10^5 x rychleji než molekulární kyslík. Proto dochází k velkému úbytku ozonu, ten poté chybí v kouřové vlečce.

Oxidy dusíku se považují za škodlivinu, jelikož nepříjemně působí na vnitřní orgány člověka, jedná se např. o:

- váže se na hemoglobin – zhorší se přenos kyslíku do krevního oběhu
- jsou příčinou vzniku nádorových onemocnění nebo onemocnění dýchacích cest
- zvyšují oxidační potenciál atmosféry
- vznik novodobých smogů, kde je velké množství NO_x

Aby se zamezilo velké koncentraci NO_x v ovzduší, nařizuje legislativa hranice emisí. Od roku 2008 by měla splňovat všechna spalovací zařízení maximální koncentraci 200 mg/m^3 , tohle nařízení se týká spalovacích zařízení vyrobených v roce 2008 a výše. Od roku 2016 by mělo každé spalovací zařízení dosahovat hodnoty emisí výše uvedených 200 mg/m^3 .

Tvorba NO_x vzniká při spalování i těch nejušlechtlejších paliv, v Tab. 4.2 máme přehled koncentrací NO_x v různých spalovacích zařízeních.

Plynové	240 - 1400 mg/m^3
Olejové	500 - 1500 mg/m^3
Granulační	800 - 1700 mg/m^3
Výtavné	1600 - 2000 mg/m^3
Fluidní	400 - 800 mg/m^3
Auto bez katalyzátoru	nad 1000 mg/m^3

Tab. 4.2 Koncentrace NO_x v určitých spalovacích zařízeních [1]

Vzniku NO_x nelze zcela zabránit, ale můžeme množství emisí výrazně snížit vhodným opatřením, u malé energetiky se jedná o vhodnou konstrukci kotle, nebo vhodným řízením procesu. U velké energetiky lze NO_x snižovat pomocí metod SCR nebo SNCR, kdy je v určitých teplotních oknech vstřikovávána močovina nebo čpavek. Dle použité metody se používá přímé vstřikování (SNCR), nebo je použitý katalyzátor (SCR).

4.1.4 Oxidy síry

Hlavními zdroji pro možnost vzniku oxidu síry jsou energetika, výroba kyseliny sírové a spalování. U spalování tuhých paliv závisí na druhu spalovaného paliva, protože některé druhy paliva v sobě síru nemají. Oxidy síry proto vznikají exotermickou reakcí při spalování uhlí. Obsah síry určuje taky oblast těžby, některá uhlí mohou obsahovat až 5% síry např. uhlí z ostravské pánve mají obsah síry 0,7% a napříč tomu obsah síry v uhlí ze severočeské pánve je 1-4%. Síra je obsažena v palivu formou několika sloučenin, můžeme ji rozdělit na dvě části, a to na spalitelnou a nespalitelnou. Spalitelná síra se spálí a odchází ve spalinách, kde oxiduje, za to síra nespalitelná je obsažena v tuhých zbytcích po spálení ve formě síranů.

Po oxidaci síry s kyslíkem ve spalinách vzniká převážně oxid siřičitý (SO_2) a v menším množství (1-2%) oxid sírový (SO_3). Množství oxidu sírového obsaženého ve spalinách závisí na obsahu sirnatých látek v palivu a na stylu spalování.

Ze sirných složek v palivu může při špatném řízení spalování vzniknout ve spalínách sirovodík (H_2S), to se může stát převážně i při nedostatku kyslíku (O_2). Vytvořené SO_2 se v určitém okamžiku oxiduje na SO_3 , tato oxidace závisí na několika faktorech, jedná se o teplotu, sluneční svít a přítomnost katalyzátorů. SO_3 pak okamžitě reaguje s vlhkostí a vzniká aerosol kyseliny sírové. Tento aerosol poté reaguje s alkalickými prachovými částicemi, který doprovází vznik síranů. Je-li v ovzduší nedostatečná přítomnost těchto částic, dostane se H_2SO_4 do srážkových vod, které okyselí na $\text{pH} < 4$. Takto vznikají kyselé deště, které uvolňují z půdy těžké kovy Cd , Pb , Cu , ty pak poškozují půdní mikroorganismy a vody.

V průběhu spalování se vždy část spalitelné síry naváže na popelovinu. U uhlí, které má zvýšený obsah alkálií, se může navázat 10-20% vzniklého SO_2 . Stupeň zachycení síry na škváru lze ovlivnit vedení u spalovacího procesu, ovšem závisí také na poměru obsahu alkálií v popelovině ku obsahu síry v palivu.

Tvorba oxidu síry je dána složením paliva. Jestliže bychom chtěli snížit tvorbu oxidu síry, existují dvě možné metody snížení. Prvním způsobem snížení je přímo z paliva, kdy se snažíme snížit síru před spalováním. Druhým způsobem snížení oxidů síry je ze spalin, kdy se jedná o suché, mokré nebo polosuché odsíření. Dalším problémem ohledně oxidu síry je rosný bod. Jak jsem již výše uvedl, SO_2 oxiduje na SO_3 a ta se pak váže s vodní parou ve spalínách a vzniká aerosol H_2SO_4 . Z tohoto důvodu hrozí sírová koroze, kdy teplota spalin podkročí teplotu rosného bodu a stane se to, že aerosol H_2SO_4 zkondenzuje, a tak vznikne kyselina sírová, která napadne kovové materiály. Jedná se o nízkoteplotní korozi, proto musíme dbát i na parametr výstupní teploty na konci komína.

4.1.5 Oxid uhelnatý

Oxid uhelnatý negativně působí na dýchací cesty, kde zvyšuje akutní a chronické astma, způsobuje bronchitidu, rozednu plic. Menší obsahy SO_2 způsobují uhynutí lišejníků a poškozují fotosyntetický aparát vyšších rostlin, nejvíce však ohrožují jehličnany.

Když se podíváme do historie, tak nejhorší katastrofa ohledně koncentrace SO_2 se stala v Londýně roku 1952 při největší smogové situaci. Tato událost se zapsala do černých listin, zemřelo zde přes 4 000 lidí během měsíce, byla zde naměřena koncentrace SO_2 dosahující hodnoty až 3800 mg/m^3 , co může způsobit vyšší koncentrace oxidu síry.

4.1.6 Organické polutanty

Jedná se o uhlovodíky, které můžeme najít v litosféře, hydrosféře i v atmosféře. Některé druhy uhlovodíků potom vstupují do živých organismů, kde mohou dále působit. Jsou zařazeny do kategorie organických polutantů, které rozdělujeme dle těkavosti. Těkavost je schopnost látky přeměnit se na plyn nebo páru, aniž by došlo k chemické přeměně. Rozdělujeme tedy organické polutanty na těkavé organické látky (Volatile organic compounds-voc), polotěkavé organické látky (Semivolatile organic compounds svoc) a netěkavé organické látky (Voh-volatile substancens).

VOC - řadíme zde organické sloučeniny mimo metanu, které vykazují tlak par nejméně 0,01 kPa při běžných podmínkách (20°C, 100 kPa), nebo jsou srovnatelně těkavé za stejných podmínek jejich aplikace

SVOC - jsou to těkavé látky, které se vypařují za normálních podmínek.
- nádstavba VOC, tedy při normálních podmínkách také vykazují tlak par menší než 0,01 kPa. Patří sem PCDD/F, PcB, většina par. Naftalen, který patří do skupiny Pau, je na hranici mezi VOC a SVOC

Některé organické látky v této skupině jsou takové sloučeniny, které se nejsou schopné přeměnit z kapalného nebo pevného skupenství na plyn nebo páru. Svou strukturou jsou velmi složité. Do této skupiny patří např. plasty. U plastů je teplota vypařování vyšší než teplota, kdy dojde k jejich tepelnému rozkladu.

Další sledované škodliviny jsou perzistentní organické populanty, tyto organické látky jsou sledovány díky jejich setrvání v prostředí, kde zůstávají po dlouhou dobu, aniž by se nějak změnila jejich struktura. Mají schopnost odolávat chemickému, fotochemickému, termickému i biochemickému rozkladu. To umožňuje jejich obíhání v prostředí a shromažďování v půdě, sedimentech i živých organizmech.

Dalšími látkami jsou v této skupině látky patřící do skupiny pesticidů (Aldrin, DDT, Chlordan aj ...), průmyslové chemikálie, PcB a látky vznikající jako produkty, které nejsou žádoucí (PCDD/F,PAU).

Kapitola škodliviny byla zpracována na základě informací z literatury [1], [2], [24], [23].

5 Proces spalování

Základním principem spalovacího procesu je oxidace hořlaviny paliva přiváděným kyslíkem. Jestliže palivo oxiduje, mluvíme o reakci exotermické, to znamená, že se při této reakci uvolňuje teplo. Množství tepla, které se uvolnilo, je shodné s množstvím chemicky vázané energie v hořlavině paliva. Oxidační reakce probíhají za teplot, které jsou vyšší než absolutní nula. Rychlost těchto reakcí je exponenciálně závislá na teplotě, tedy v případě zvýšení teploty exponenciálně narůstá i rychlost.

Při spalování kusového dřeva ve spalovacím zařízení s ručním přikládáním má hoření cyklický charakter a prochází několika fázemi. Cyklus začíná přiložením paliva na dohořívající zbytky paliva z předchozí dávky a končí při přiložení nové dávky.

Po přiložení paliva do spalovacího zařízení nastává fáze sušení, kdy se odpařuje tzv. hrubá voda z paliva. Sušení probíhá za pomoci tepla vyrobeného z předchozí dávky paliva. Po fázi sušení nastává proces zapálení, kdy se teplem uvolňují prchavé složky a ty vzplanou. Prchavé složky se zapalují převážně při teplotách 200 – 400 °C. Po zapálení a hoření prchavé hořlaviny nastává další fáze hoření fixní hořlaviny. Z předešlé fáze se zapálí fixní hořlavina (uhlík) a po celou dobu hoření postupně odhořívá. Konečná fáze spalovacího procesu je dohořívání zbylé fixní hořlaviny. Balastní a nespalitelné podíly paliva zůstávají v ohništi a chladnou.

Dokonalost spalování je základním požadavkem kvality spalování. Jestliže bychom chtěli dosáhnout $\eta = 100\%$, museli bychom řídit spalovací proces tak, aby všechny prvky, které se spalovacího procesu účastní, dokonale vyhořely. V dnešní době však nejsme schopni takové účinnosti dosáhnout. Z hlediska dokonalosti proto rozdělujeme spalování jako:

- **dokonalé** – dochází zde k přeměně veškeré hořlaviny na plynnou fázi, hranice dokonalosti je do 5% nedopalu,
- **nedokonalé** – zbytky po spalování obsahují více než 5% nedopalu.

Velkou roli při spalování zastává součinitel přebytku vzduchu α , proto rozlišujeme dle součinitele přebytku vzduchu spalování na:

- **stechiometrické** – $\alpha = 1$, všechny přivedený kyslík se spotřebuje na vznik produktů hoření, v praxi je to nereálné
- **podstechiometrické** - $\alpha < 1$, přivedené množství vzduchu nestačí na oxidaci hořlaviny v palivu

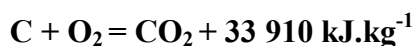
- **nadstecheometrické** - $\alpha > 1$, přivedené množství spalovacího vzduchu je větší než množství vzduchu potřebné pro přeměnu do plynné fáze, ve spalinách se objevuje nezreagovaný kyslík

Jestliže chceme lépe poznat proces spalování, je nutné poznat některé principy spalovacího procesu. V nadcházejících kapitolách si proto uvedeme látkové bilance prvků, které se spalování účastní a stechiometrické výpočty potřebné pro spalování.

5.1 Látkové bilance, výpočet spalovacího vzduchu

Před sestavením spalovacích rovnic je důležité znát látkové a energetické bilance prvků. U stechiometrických výpočtů počítáme s tím, že se jedná o dokonalý průběh reakce, to znamená, že všechny probíhající reakce proběhnou se 100 % účinností. Stechiometrickými výpočty zjistíme potřebné množství spalovacího vzduchu, množství vyprodukovaných spalin a v neposlední řadě koncentrace jednotlivých složek spalin. Stechiometrické rovnice vycházejí z látkových bilancí jednotlivých složek, obsažených v palivu proto je nutné znát prvkový rozbor paliva. Jelikož se spalují různé druhy paliv, jsou látkové bilance u tuhých paliv převážně udávány v hmotnostních jednotkách, u plynných paliv by bylo zvláštní uvádět bilanční rovnice v hmotnostním vyjádření, tudíž je stejný výpočet uveden v objemových jednotkách. Všechny látkové bilance prvků, které se účastní spalování, jsou uvedeny níže.

Látková bilance uhlíku



$$1 \text{ Mol} + 1 \text{ Mol} = 1 \text{ Mol}$$

$$12,01 \text{ kg} + 22,39 \text{ m}^3 = 22,26 \text{ m}^3$$

$$12,01 \text{ kg} + 32,0 \text{ kg} = 44,01 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 1,86 \text{ m}^3 = 1,85 \text{ m}^3$$

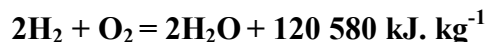
Při známých molových hmotnostech prvků lze určit množství potřebného kyslíku a množství vyprodukovaného oxidu uhličitého při spálení jednoho kg uhlíku.

$$\frac{32,0}{12,01} = 2,67 \text{ kg}$$

$$\frac{44,01}{12,01} = 3,67 \text{ kg}$$

Z rovnic tedy vidíme, že pro spálení 1 kg uhlíku je zapotřebí 2,67 kg kyslíku, přičemž vznikne 3,67 kg oxidu uhličitého. Takový rozbor spalovacích rovnic lze provést i u dalších prvků.

Látková bilance vodíku



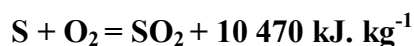
$$2 \text{ Mol} + 1 \text{ Mol} = 2 \text{ Mol}$$

$$2,2,016 \text{ kg} + 22,39 \text{ m}^3 = 22,41 \text{ m}^3$$

$$2,2,016 \text{ kg} + 32,0 \text{ kg} = 36,032 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 5,553 \text{ m}^3 = 11,11 \text{ m}^3$$

Látková bilance síry



$$1 \text{ Mol} + 1 \text{ Mol} = 2 \text{ Mol}$$

$$32,06 \text{ kg} + 22,39 \text{ m}^3 = 21,89 \text{ m}^3$$

$$32,06 \text{ kg} + 32,0 \text{ kg} = 64,06 \text{ kg}$$

$$1 \text{ kg} + 0,7 \text{ m}^3 = 0,68 \text{ m}^3$$

Po sestavení látkových bilancí je možné sestavit vztah pro výpočet spalovacího vzduchu nebo vyprodukovaných spalin.

5.2 Množství spalovacího vzduchu

V hořlavině se vyskytují složky, které jsou spalitelné, a to vodík, uhlík a síra. Dále je v ní obsažen kyslík, ten od bilančního výpočtu odečteme, protože jej pak není nutné dodávat. Dalším prvkem obsaženým v palivu je síra, i když se v mém případě jedná o palivové dříví, kde je síra obsažena jen v malém množství, pro přehlednost jej do výpočtu zahrnu. Dusík, který je obsažen v palivu, je z hlediska bilance nevýznamným prvkem, většina dusíku se nachází v přiváděném spalovacím vzduchu.

Důležitým pravidlem při sestavování stechiometrických rovnic je dosazování hodnot jednotlivých prvků v reálném stavu a v desetinném vyjádření.

Všechny výsledky stochiometrie jsou vztaženy na jednotku paliva a normální stav okolí. V praxi se u stochiometrických rovnic více setkáváme s objemovým výpočtem, proto jej níže rozeberu.

Pro zjištění potřebného množství spalovacího vzduchu musíme znát potřebné množství kyslíku pro spálení složek obsažených v palivu, které se účastní spalování. Rovnice 5.1 ukazuje výpočet potřebného množství kyslíku.

$$V_{O_2,t} = \frac{22,4}{12} \cdot C^r + \frac{22,4}{32} \cdot S^r + \frac{22,4}{4} \cdot H^r - \frac{22,4}{32} \cdot O^r \quad [m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.1)$$

kde: C^r – obsah uhlíku v palivu v surovém stavu [1],

S^r – obsah síry v palivu v surovém stavu [1],

H^r – obsah vodíku v palivu v surovém stavu [1],

O^r – obsah kyslíku v palivu v surovém stavu [1].

Spotřebu vzduchu potřebného pro spálení jednoho kilogramu dřeva poté zjistíme s přihlédnutím na obsah kyslíku obsaženého v přiváděném vzduchu. Podíl obsahu kyslíku ve vzduchu je obsažen v našich klimatických podmínkách 21 % objemově a 23 % hmotnostně. Množství teoretického vzduchu zjistíme z rovnice 5.2.

$$V_{Vz,t} = \frac{V_{O_2}}{0,21} \quad [m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.2)$$

Výsledná hodnota vzduchu se označuje dolním indexem „t“ jako teoretické, jelikož odpovídá přesnému množství vzduchu potřebného při spalování, takže ho není ani nedostatek ani nadbytek. Při reálném stavu však nikdy nebudeme přivádět spalovací vzduch bez relativní vlhkosti, v dokonalém množství a za dokonalých podmínek. Při snaze dokonalého setkání molekul vodíku a uhlíku s přiváděnými molekulami kyslíku za účelem oxidační reakce vždy přivedeme pro spalování více spalovacího vzduchu, než je pro spalování nutné. K dispozici je tedy potřebné množství vzduchu a nedokonalou distribuci molekul kyslíku vyrovnáváme zvýšenou dávkou kyslíku. Rozdílem skutečného vzduchu a teoretického vzduchu zjistíme množství přebývajícího vzduchu, který označujeme součinitelem přebytkem vzduchu „α“. Součinitel přebytku vzduchu může mít více vyjádření, nejčastěji se označuje jako „n“. Známe-li součinitel přebytku vzduchu, můžeme poté zjistit množství skutečného vzduchu z rovnice 5.3.

$$V_{Vz,Sk}^S = n \cdot V_{Vz,t} \quad [m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.3)$$

kde: n – součinitel přebytku vzduchu $[1]$,

$V_{Vz,t}$ - množství teoretického vzduchu $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$.

Vzduch v atmosféře nikdy nebude suchý, vždy bude obsahovat vodu ve formě vodní páry, která bude závislá na relativní vlhkosti „ φ “.

Známe-li relativní vlhkost, lze poměrné zvětšení objemu vlhkého vzduchu oproti vzduchu suchému nebo taky součinitel vlhkosti „ v “ určit s dostatečnou přesností dle rovnice 5.4.

$$v = 1 + \frac{\varphi \cdot p''}{p_s - p''} \quad [1] \quad (5.4)$$

kde: φ - relativní vlhkost $[-]$,

p_s – celkový tlak vlhkého vzduchu $[Pa]$,

p'' – parciální tlak ve vlhkém vzduchu $[Pa]$.

Součinitel vlhkosti vzduchu v našich podmínkách dosahuje při teplotě 20 °C a relativní vlhkosti vzduchu $\varphi = 60 \%$ hodnoty $v = 1,015$. Tedy objem suchého vzduchu se zvětší o 1,5 %. V důsledku dalších možných nejistot výpočtu je možné tuto hodnotu zanedbat. Pro skutečné množství vlhkého vzduchu bude tedy platit vztah 5.5, kdy množství skutečného suchého vzduchu vynásobíme zjištěným součinitelem vlhkosti.

$$V_{Vz,Sk}^V = v \cdot V_{Vz,t}^S \quad [m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.5)$$

kde: v – součinitel vlhkosti $[1]$,

$V_{Vz,t}^S$ - množství skutečného suchého vzduchu $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$.

Na závěr výpočtu tedy dostaneme potřebnou hodnotu spalovacího vzduchu.

5.3 Výpočet množství spalin, koncentrace složek ve spalinách

Při výpočtu množství vyprodukovaných spalin, se řídíme spalovacími rovnicemi jako u spalovacího vzduchu.

Z látkové bilance zjišťujeme, jestliže spálíme-li jeden kilogram uhlíku, vzniká 1,85 m_N^3 oxidu uhličitého. Spálením jednoho kilogramu vodíku se vznikne 11,1 m_N^3 vody v plynné fázi.

Pro spalování je potřebný spalovací vzduch, který slouží jako okysličovadlo, tento vzduch obsahuje kyslík, který je spotřebován pro spalování. Ve spalinách se nám poté vyskytne z přivedeného vzduchu pouze dusík, a to za podmínky stechiometrického spalování

Spalujeme-li stechiometricky sušinu za pomoci suchého vzduchu, ve spalinách se budou vyskytovat oxid po spalování uhlíku a dusík z paliva a ze spalovacího vzduchu. Oxid siřičitý vzniklý po spalování síry se ve spalinách vzniklých spalováním dřeva bude vyskytovat jen minimálně, ale pro úplnost jej zahrneme. Opět budeme brát v úvahu pouze objemovou bilanci, která se řeší častěji. Za pomoci oběhové bilance poté sestavíme rovnici (5.6) pro výpočet teoretických spalin.

$$V_{sp,t} = \frac{22,26}{12,011} \cdot C + \frac{22,4}{28,016} \cdot N + \frac{22,4}{32} \cdot S^r + 0,7905 \cdot V_{Vz,t} \quad [m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.6)$$

kde: C^r – obsah uhlíku v palivu v surovém stavu [1],

S^r – obsah síry v palivu v surovém stavu [1],

N^r – obsah dusíku v palivu v surovém stavu [1],

$V_{Vz,t}$ – množství teoretického vzduchu [1].

Výsledná hodnota bude mít také jednotku metr krychlový za normálního stavu na kilogram spáleného paliva. Hodnoty dosazené do rovnice (5.6) se dosazují ve stejném zadání, jako jsme je dosazovali u spalovacího vzduchu.

Předchozí rovnice popisovala dokonalé spalování sušiny. Budeme-li však spalovat reálné palivo za reálných podmínek s přebytkem vzduchu „n“, je zapotřebí zjistit skutečné množství vzniklých spalin, ať už se jedná o spaliny suché nebo mokré.

Pro skutečné spaliny suché, kdy se ve spalinách vyskytne přebytečný vzduch lze rovnici 6.5 rozšířit na rovnici o tvaru 5.7.

$$V_{sp,sk}^S = V_{sp,t} + (n - 1) \cdot V_{Vz,t} \quad [m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.7)$$

kde:	n – přebytek vzduchu	[1]
	$V_{Sp,t}$ – množství teoretických spalin	$[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$
	$V_{Vz,t}$ – množství teoretického vzduchu	$[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

V reálném palivu se vyskytuje voda o obsahu W , proto musíme do bilance zahrnout další člen, jenž vyjadřuje tento obsah vody, který se při spalování vypaří. Do bilance je nutné zahrnout vodní páru vytvořenou při spalování vodíku, který je obsažen v palivu. Posledním členem, jenž ovlivňuje vlhkost spalin, je součinitel vlhkosti vzduchu. Součtem těchto členů dostaneme rovnici pro vyjádření obsahu vody ve spalinách, rovnice 5.8.

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} \cdot H^r + \frac{22,4}{18} \cdot W^r + (v - 1) \cdot V_{Vz,Sk}^S \quad [m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.8)$$

kde:	v – přebytek vlhkosti vzduchu	[1]
	H^r – obsah vodíku v palivu v surovém stavu	[1]
	W – obsah vody v palivu	[1]
	$V_{Vz,Sk}^S$ – množství skutečného suchého vzduchu	$[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

Skutečné množství vlhkých spalin poté zjistíme z rovnice 5.9, kdy k suchým spalinám přičteme množství vody.

$$V_{Sp,Sk}^V = V_{Sp,Sk}^S + V_{H_2O} \quad [m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.9)$$

kde:	V_{H_2O} – množství vody ve spalinách	$[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$
	$V_{Sp,Sk}^S$ – množství skutečných suchých spalin	$[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

Při stechiometrii jsme zjistili skutečné množství vzduchu potřebného ke spalování s určitým přebytkem vzduchu, dále jsme zjistili množství vzniklých vyprodukovaných spalin, ať už se jedná o spaliny suché nebo mokré.

Vyhodnocené množství spalin nám pomůže ke zjištění koncentrace jednotlivých složek ve spalinách, které vzniknou spalováním. Jednotlivé koncentrace zjistíme dle vzorce (5.10), kde je podíl mezi obsahem jednotlivých prvků účastnících se spalování a skutečnými spalinami vlhkými.

$$\omega_i = \frac{V_i}{V_{Sp,Sk}^V} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5.10)$$

kde: V_i – obsah jednotlivých složek ve spalinách $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

$V_{Sp,Sk}^V$ – množství skutečných vlhkých spalin $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

Součtem všech koncentrací bychom měli získat celkový objem spalin vyjádřených v procentech, dle 5.11.

$$\omega_{CO_2} + \omega_{SO_2} + \omega_{N_2} + \omega_{H_2O} + \omega_{O_2} = 100 \quad [\%] \quad (5.11)$$

kde: ω_{CO_2} – koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

ω_{SO_2} – koncentrace oxidu siřičitého ve spalinách $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

ω_{H_2O} – koncentrace vodní páry ve spalinách $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

ω_{O_2} – koncentrace kyslíku ve spalinách $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

ω_{N_2} – koncentrace dusíku ve spalinách $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$

Výše uvedeným postupem je možné získat množství spalovacího vzduchu potřebného ke spalovacímu procesu, dále je možné zjistit množství spalin vzniklých spalováním paliva a jejich koncentrace.

5.4 Přebytek vzduchu

Přebytek vzduchu je základním problémem při spalování. Dobře provozované zařízení, ve kterém se spaluje jako palivo kusové dřevo, zajišťuje dostatečné vyhoření paliva a přijatelnou produkci škodlivin, zvláště oxidu uhelnatého. Přebytek vzduchu pohybuje v dobře provozovaném zařízení nad hodnotou $n = 2$.

I když je při tomhle spalování zajištěna vyšší účinnost, zásadní problémem bývá průběh spalovacího procesu, v tomto případě se většinou objevuje vyšší přebytek vzduchu.

Na zařízení, které je v provozu, můžeme určit přebytek vzduchu pouze měřením. Většinou se jedná o metody zjištěné analýzou spalin, konkrétně ze známého obsahu kyslíku, anebo z oxidu uhličitého. Při stanovování přebytku vzduchu měřením musíme použít při výpočtech suché spaliny.

5.4.1 Stanovení přebytku vzduchu z koncentrace kyslíku

Kyslík, který se vyskytuje ve spalinách, pochází z přebytečného vzduchu. Při stechiometrickém spalování, kdy je $n=1$, je všechen kyslík spotřebován k oxidaci hořlavých složek a ve spalinách se nevyskytuje žádný. Čím je větší přebytek vzduchu, tím více kyslíku se ve spalinách bude vyskytovat. Při spalování s nekonečným přebytkem vzduchu je možné dosáhnout výskytu kyslíku ve spalinách až 21 %, tedy stejně jako ve vzduchu. Obsah kyslíku ve spalinách se může pohybovat v rozmezí 0 - 21 %.

Množství přebytku vzduchu lze vyjádřit jako $(n - 1) \cdot V_{Vz,t}$ a obsahuje 21% kyslíku, tento kyslík je obsažen ve spalinách v koncentraci O_2 , proto musí platit (5.12)

$$0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{Vz,t} = O_2 \cdot V_{Sp,Sk}^s \quad (5.12).$$

Po úpravě lze odvodit přebytek vzduchu ze známé koncentrace kyslíku ve spalinách (5.13)

$$n = 1 + \frac{V_{Sp,Sk}^s}{V_{Vz,t}} \cdot \frac{O_2}{0,21 - O_2} \quad [1] \quad (5.13).$$

kde: $V_{Sp,Sk}^s$ – množství skutečných spalin suchých $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$,

$V_{Vz,t}$ – množství teoretického vzduchu $[m_N^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]$,

O_2 - obsah kyslíku ve spalinách $[1]$.

V některých případech lze přijmout zjednodušení:

$$V_{Sp,Sk}^s = V_{Vz,t}$$

Poté, lze vztah 5.13 vyjádřit jako:

$$n = 1 + \frac{O_2}{0,21 - O_2}$$

5.4.2 Stanovení přebytku vzduchu z koncentrace oxidu uhličitého

Dalším možným postupem, podobným jako při stanovování součinitele přebytku vzduchu ze znalostí kyslíku ve spalínách, je postup ze změřené koncentrace oxidu uhličitého v suchých spalínách.

Při spalování určitého druhu paliva je produkováno dané množství oxidu uhličitého. Jestliže se jedná o dokonalé spalování, zůstane množství oxidu uhličitého vždy konstantní, a to $1,85 \text{ m}^3$. S vyšším přebytkem vzduchu budeme dané množství oxidu uhličitého pouze ředit a jeho koncentrace bude klesat. Nejvyšší koncentrace tedy bude dosažena při stechiometrickém spalování. Tuto koncentraci značíme jako $CO_{2,max}$ a zjistíme ji pro dané palivo výpočtem. Koncentrace oxidu uhličitého se vlivem naředění bude ve spalínách snižovat a můžeme toto množství vyjádřit $CO_2 \cdot V_{Sp,Sk}^S$. Tedy můžeme napsat (5.14):

$$CO_2 \cdot V_{Sp,Sk}^S = CO_{2,max} \cdot V_{Sp,t}^S \quad (5.14)$$

Po úpravě lze vyjádřit součinitel přebytku vzduchu dle vztahu (5.15).

$$n = 1 + \frac{V_{Sp,Sk}^S}{V_{Vz,t}} \cdot \left(\frac{CO_{2,max}}{CO_2} - 1 \right) \quad [1] \quad (5.15)$$

kde: $V_{Sp,Sk}^S$ – množství skutečných spalín suchých $[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}]$

$V_{Vz,t}$ – množství teoretického vzduchu $[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}]$

CO_2 – obsah kyslíku ve spalínách $[1]$

$CO_{2,max}$ – maximální obsah kyslíku ve spalínách $[1]$

Přijmeme-li opět zjednodušení:

$$V_{Sp,Sk}^S = V_{Vz,t}$$

Poté, lze vztah 5.15 vyjádřit jako:

$$n = 1 + \left(\frac{CO_{2,max}}{CO_2} - 1 \right)$$

Základní podmínkou, která je potřebná ke správnému výsledku, je precizní odběr spalín a správně provedená analýza. Odběr spalín musíme provádět, ve spalínovém traktu, a to co nejblíže spalovacímu zařízení.

V místě měření musíme zabránit možnému přísávání falešného vzduchu, tento falešný vzduch může velmi negativně ovlivnit analýzu tím, že naředí odsávané spaliny.

Kapitola proces spalování byla zpracována na základě podkladů z literatury [2], [5], [24], [25], [26].

6 Přenos tepla

Přenos, nebo taky sdílení tepla rozumíme transport tepelné energie mezi dvěma tělesy, základní podmínkou však je, že tělesa musí mít nestejnou teplotu. Sdílení tepla patří k základním přenosovým jevům.

Teorie přenosu zapsána matematicky se opírá o sjednocení zákonů zachování a přenosových zákonů. Mezi zákony zachování patří:

- **Zákon zachování hmoty** – říká, že musí být rovnost mezi vstupující hmotou a hmotou vystupující.
- **Zákon zachování energie** – jedná se o druhý Newtonův zákon, který popisuje těleso, na které působí síla, toto těleso se poté pohybuje se zrychlením, které je přímo úměrné působící síle a nepřímo úměrné hmotnosti tělesa
- **Zákon zachování energie** – I. Zákon termomechaniky, ten popisuje množství energii v uzavřené nádobě, které je konstantní.

Druhou skupinou základních zákonů přenosových jevů jsou zákony přenosu. Tyto zákony umožňují popsat přenosové děje pomocí makroskopických veličin. Mezi tyto zákony patří:

- **Newtonův zákon pro tečné napětí ve viskozní kapalině**
- **Fourierův zákon vedení tepla**
- **Fickův zákon difuze hmoty**

Principem přenosu tepla je sdílení tepelné energie z tělesa o teplotě vyšší na těleso o teplotě nižší. Tepelná energie se může sdílet třemi základními způsoby: vedením tepla, tepelným prouděním a tepelným zářením čili sáláním. Jednotlivé způsoby přenosu mohou působit jednotlivě nebo současně.

6.1 Sdílení tepla vedením (kondukcí)

Podstatou sdílení tepla vedením z fyzikálního hlediska je v pohybu částic hmoty. U plynných částic se to děje díky difuzi molekul a atomů, u pevných těles dochází k přenosu tepla nejjednodušěji, kdežto v tekutinách, musí být splněna ta podmínka, že je zanedbán pohyb částic.

Základním zákonem, který popisuje vedení tepla je zákon Fourierův (6.1), který udává vztah mezi hustotou tepelného toku a teplotním gradientem:

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (6.1)$$

kde: λ – součinitel tepelné vodivosti $[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$,
 $\text{grad } t$ – teplotní gradient $[\text{K} \cdot \text{m}^{-1}]$.

U přenosu tepla vedením rozlišujeme dva druhy vedení, a to:

- **Stacionární vedení tepla** - kdy dochází k přenosu podmíněné nestejnou teplotou.
- **Nestacionární vedení tepla** - s tímto druhem tepla se můžeme setkat při ohřevu nebo ochlazování těles. Nestacionární vedení je spojeno se změnou teplotního pole v tělese a se změnou akumulovaného tepla, v určitém čase.
-

6.1.1 Stacionární vedení tepla

U tohoto druhu vedení tepelný tok, procházející z jedné stany stěny na druhou stranu, je podmíněn nestejnými teplotami. Nestejné teploty stěn vznikají za příčiny rozdílného tepelného působení.

Jestliže aplikujeme Fourierův zákon na homogenní neomezenou rovinnou stěnu, dostaneme rovnici (6.2):

$$\dot{Q} = \lambda \cdot \frac{S}{l} \cdot \Delta t \quad [\text{W}] \quad (6.2)$$

kde:	λ – součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,
	Δt – rozdíl teplot stěny	$[K]$,
	S – povrch stěny	$[m^2]$,
	l – tloušťka stěny	$[m]$.

Důležitým parametrem pro přestup tepla a hmoty, nejsou pouze rozdílné teploty stěny, ale průběh přestupu přes stěnu určuje taky součinitel tepelné vodivosti. Součinitel tepelné vodivosti je závislý na druhu látky, proto některé látky nazýváme jako izolanty nebo dobré vodiče tepla. Největší součinitele tepelné vodivosti mají kovy.

Upravíme-li rovnici 6.2 pro homogenní stěnu na vztah pro vedení tepla jednoduchou stěnou, kdy zahrneme do výpočtu součinitel přestupu tepla α a podělíme ji plochou, dostaneme vztah (6.3):

$$q = \lambda \cdot \frac{\Delta t}{l} \quad [W \cdot m^2] \quad (6.3)$$

kde:	λ – součinitel tepelné vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,
	Δt – rozdíl teplot stěny	$[K]$,
	l – tloušťka stěny	$[m]$.

Je-li těleso obtékáno vodou nebo jinou kapalinou, přenáší se teplo jen vedením, obtéká-li však těleso vzdušina, vyskytuje se zde současně i přestup tepla vedením, mezi vzdušinou a tělesem. Dochází-li k ohřevu nebo ochlazení současně vedením i prouděním, je zapotřebí zahrnout vliv tepelného záření do tzv. součinitele přestupu tepla. Tato veličina je podrobněji popsána v kapitole 6.2.

Pro odvození rovnice pro složenou stěnu, vycházíme z rovnosti hustoty tepelného toku při přestupu tepla z teplejší tekutiny, přes těleso do chladnější tekutiny. Po úpravách jednotlivých rovnic pro přestup dostaneme rovnici hustoty tepelného toku pro složenou stěnu o n vrstvách (6.4).

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \cdot \Delta t \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (6.4)$$

kde:	λ – součinitel tepelné vodivosti vrstvy	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,
	Δt – rozdíl teplot stěny	$[K]$,
	l – tloušťka vrstvy	$[m]$,
	α – součinitele přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
	k – součinitele přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,

Rovnice 6.4 má platnost pro hustotu tepelného toku, který působí na $1 m^2$ stěny. Působí-li teplo rovnoměrně na plochu, dostaneme po úpravě vztahu 6.4 rovnici celkového tepelného toku (6.5).

$$\dot{Q} = q \cdot S \quad [W] \quad (6.5)$$

kde:	S – plocha stěny	$[m^2]$,
	q – hustota tepelného toku	$[W \cdot m^{-2}]$.

Podobná analogie výpočtu platí i pro válcovou stěnu, jen rozměr tloušťky stěny je nahrazen průměry potrubí, tedy dostaneme rovnici (6.6).

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot \Delta t \cdot S}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{n+1}}} \quad [W] \quad (6.6)$$

kde:	S – plocha stěny	$[m^2]$,
	d – průměr stěny	$[m]$,
	λ – součinitel tepelné vodivosti vrstvy	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,
	Δt – rozdíl teplot stěny	$[K]$,
	α – součinitele přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
	π – Ludolfovo číslo	$[1]$.

6.2 Sdílení tepla prouděním (Konvekci)

Se sdílením tepla prouděním se setkáváme u proudících tekutin, které omývají chladnější nebo teplejší tělesa oproti tekutině. Lze jej rozdělit do dvou druhů přenosu, které se dějí současně.

Jedná se o sdílení tepla vedením u povrchu v mezní vrstvě a prouděním mimo mezní vrstvu. Tyto dvě složky a jejich poměr v celkovém přenosu, jsou závislé na fyzikálních vlastnostech proudící tekutiny a na druhu proudění.

U sdílení tepla konvekcí rozlišujeme tři druhy konvekce.

- přenos tepla konvekcí beze změny skupenství tekutiny
- při změně skupenství v plynném stavu při varu
- při změně skupenství v kapalném stavu při kondenzaci.

6.2.1 Přestup tepla beze změny skupenství

Při přestupu tepla konvekcí beze změny skupenství jsou důležité znalosti kritériálních rovnic, popisující fyzikální vlastnosti tekutiny v závislosti na teplotě. Abychom získali hodnotu teplotního gradientu u stěny, který při výpočtu neznáme, musíme nejdříve z kritériálních rovnic získat součinitel přestupu tepla „ α “.

Kritériální rovnice vznikají na základě porovnání díla a podobného modelu o stejných vlastnostech, kde porovnáváme Navier – Stokesovu rovnici pro pohyb vazké tekutiny (6. 7).

$$w_x \cdot \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial w_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \cdot \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) + g \quad (6.7)$$

Navier – Stokesova rovnice určuje rovnováhu setrvačných sil (levá strana rovnice), se silami tlakovými, třecími a tíhovými na straně pravé.

Dále se opírá o Fourierovu rovnici pro přenos tepla v proudící tekutině bez vnitřních zdrojů (6. 8).

$$w_x \cdot \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \cdot \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \cdot \frac{\partial t}{\partial z} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (6. 8)$$

Třetí důležitou rovnici získáme, porovnáním Newtonovy rovnice pro hustotu tepelného toku při přestupu tepla z tekutiny do pevné látky a Fourierovy rovnice pro hustotu tepelného toku při vedení tepla, potom vznikne nám (6. 9).

$$\alpha \cdot \Delta t = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \quad (6. 9)$$

Při používání sestavených kritériálních rovnic, musíme respektovat tzv. určující teplotu.

Poté už není problém zjistit daný tepelný tok přes stěnu tělesa dle vztahů pro stacionární vedení tepla.

a. Volná konvekce

Je to tedy kritérium Galileovo, ve kterém uplatňujeme vztah třecí a tíhové síly, dalšími kritérii jsou Archimedovo nebo Grashofovo, kdy postupujeme při odvozování podobným způsobem, ale zaměníme tíhové síly za vztlakové. Archimedovo a Galileovo kritérium vyjadřují poměry stejných sil, takže se v kritériálních rovnicích může vyskytovat pouze jedno z nich.

Přenos tepla volnou konvekcí je závislý na druhu proudění, kdy se můžeme setkat s laminárním, vírnatým nebo turbulentním prouděním.

Dalším důležitým faktorem je prostor, ve kterém konvekce probíhá. S přenosem tepla volnou konvekcí se můžeme setkat jak v omezeném nebo neomezeném prostoru.

U volné konvekce v omezeném prostoru řešíme pro výpočet Nusseltova kritéria vztah (6. 10), ze kterého poté zjistíme součinitel přestupu tepla.

$$Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)^n \quad [1] \quad (6.10)$$

kde: c – konstanta [1],
n – konstanta [1],
Gr – Grashofovo kritérium [1],
Pr – Prandtlovo kritérium [1].

Určující teplotou je aritmetický střed mezi teplotou stěny a teplotou tekutiny. Jako charakteristický rozměr volíme pro svislé stěny a trubky jejich výšku, pro vodorovné válcové stěny jejich průměr a pro vodorovné desky volíme kratší stranu.

Hodnoty konstant c a n jsou závislé na součinu Grashofova a Prandtlova kritéria, dle Tab. 6. 1.

(Gr·Pr)	c	n
$1 \cdot 10^{-3} - 5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3

Tab. 6.1 Hodnoty konstant c a n [3]

Při volné konvekci může k přenosu tepla docházet taky v omezeném prostoru, jestliže tenhle případ nastane, postupujeme jako u přenosu tepla vedením stěnou (6.11).

$$q = \lambda_{ekv} \cdot \frac{\Delta t}{\delta} \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (6. 11)$$

Kde: Δt – rozdíl teplot stěn ohraničující mezeru $[K]$,
 δ – tloušťka vrstvy tekutiny v mezeře $[m]$,
 λ_{ekv} - ekvivalentní tepelná vodivost tekutiny $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

Ekvivalentní tepelnou vodivost tekutiny v mezeře určíme dle vztahu (6. 12).

$$\lambda_{ekv} = \lambda \cdot \varepsilon \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (6. 12)$$

kde: λ - součinitel tepelné vodivosti tekutiny $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,
 ε – součinitel konvekce $[1]$.

b. Nucená konvekce

S přestupem tepla nucenou konvekcí se setkáváme v trubkách nebo kanálech, kdy rychlost proudění tekutiny není zanedbatelná. Při výpočtu jsou opět základními parametry určující teplota a charakteristický rozměr.

Při proudění tekutiny v trubkách, je brán charakteristický rozměr jako vnitřní průměr trubky. Proudí-li však medium v nekuhovém průřezu je nutné zjistit ekvivalentní hydraulický průměr, ten určíme dle vztahu (6. 13).

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad [m] \quad (6. 13)$$

kde: S - průřez obrazce $[m^2]$,
o – omočený obvod $[m]$.

Laminární proudění

Při výpočtu laminárního proudění, je-li hodnota Reynoldsova kritéria $Re < 2320$, můžeme psát kritériální rovnici ve tvaru:

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \varepsilon_L \quad [1] \quad (6.14)$$

kde: Re – hodnota Reynoldsova kritéria $[1]$,
Pr – hodnota Prandtlova kriteria $[1]$,
Gr – hodnota Grashofova kriteria $[1]$,
 ε_L – opravný součinitel pro krátké trubky $[1]$.

Určovací teplotou pro tento druh proudění poté bude aritmetický střed mezi teplotou tekutiny a stěny. Opravný součinitel ε_L zavádíme pouze v případech je li délka trubky menší než 50d. Charakteristický rozměr L je uvažován jako vnitřní průměr trubky nebo ekvivalentní hydraulický průměr.

Turbulentní proudění

Je-li hodnota $Re > 2320$, jedná se o proudění turbulentní. Pro Nusseltovo kritérium platí vzorec (6. 17), kde je však podmínka, že velikost $Re > 10^4$ a velikost $Pr > 0,7$.

Za charakteristický rozměr L je uvažován vnitřní průměr trubky a určující teplota je aritmetický střed mezi teplotou tekutiny a stěny.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_L \quad [1] \quad (6.15)$$

kde:	Re – hodnota Reynoldsova kritéria	[1],
	Pr – hodnota Prandtlova kritéria,	[1],
	ε_t – opravný součinitel neizotermického proudění	[1],
	ε_R – opravný součinitel pro oblouky	[1],
	ε_L – opravný součinitel pro krátké trubky	[1].

Přechodová oblast

Přechodovou oblastí rozumíme, úsek mezi laminárním a turbulentním prouděním, kdy je hodnota Reynoldsova kritéria mezi hranicemi jednotlivých oblastí, tedy:

$$2320 < Re < 4000$$

Nacházíme-li se při řešení proudění v této oblasti, poté bude hodnota Nusseltova kritéria dle rovnice (6. 16).

$$Nu = K_0 \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad [1] \quad (6.16)$$

kde:	Pr – hodnota Prandtlova kritéria tekutiny	[1],
	Pr_s – hodnota Prandtlova kritéria stěny	[1],
	K_0 –součinitel proudění	[1].

6.3 Sdílení tepla zářením

Sdílení tepla zářením je jedním ze tří způsobů přenosu tepelné energie. Od předchozích dvou způsobů se odlišuje tím, že k přenosu nepotřebuje hmotné prostředí. Díky určitému tepelnému stavu tělesa vzniká elektromagnetické vlnění, kterým se přenos uskutečňuje. Rychlost elektromagnetického vlnění může dosahovat až rychlostí světla, a to i v místech které neobsahují další hmotu.

Takto vyslané elektromagnetické vlnění zářičem, může při dopadu na povrchy jiných těles změnit část své zářivé energie na energii tepelnou. Zbylé části elektromagnetického vlnění mohou daným tělesem projít a předat mu jen část tepelné energie nebo se mohou odrazit, dle zákona zachování energie však musí platit vztah (6.17).

$$\dot{Q}_A + \dot{Q}_R + \dot{Q}_D = \dot{Q} \quad [\text{W}] \quad (6.17)$$

kde: \dot{Q} - dopadající zářivý tok [W]
 \dot{Q}_A – částečně pohlcený zářivý tok [W]
 \dot{Q}_R – částečně odražený zářivý tok [W]
 \dot{Q}_D – částečně propuštěný zářivý tok [W]

6.3.1 Základní zákony záření

Při sestavování základních zákonů pro záření, se vychází z úvahy, že zářičem je těleso, které má dokonale černý povrch. Toto těleso funguje jako zdroj záření, jehož největší zářivý tok je vysílán při dané teplotě a daném vlnovém intervalu. Prvním ze základních zákonů záření dokonale černého tělesa je Planckův zákon (6.18). Vyjadřuje spektrální intenzitu v závislosti na vlnové délce a absolutní teplotě.

$$I_{\lambda,0} = \frac{c_1}{\lambda^5 \cdot \left[\exp\left(\frac{c_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1 \right]} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (6.18)$$

kde: c_1 – konstanty Planckova vyzařovacího zákona [W · m⁻²],
 c_2 – konstanty Planckova vyzařovacího zákona [m · K],
 T – absolutní teplota [K],
 λ – vlnová délka [m].

Hodnoty konstant jsou $c_1 = 3,74 \cdot 10^{-16}$ [W · m⁻²] a $c_2 = 1,438786 \cdot 10^{-2}$ [m · K].

Dalším ze základních zákonů pro záření dokonale černého tělesa je Wienův posouvací zákon (6.19). Říká, že zářením černého tělesa je maximální energie vyzařována ve vlnové délce, která se však s rostoucí termodynamickou teplotou snižuje. Tuto závislost můžeme popsat rovnicí:

$$\lambda_{max} \cdot T = 2898 \quad [\mu\text{m} \cdot \text{K}] \quad (6.19)$$

kde: T – absolutní teplota [K],
 λ_{max} – vlnová délka s maximálním monochromatickým tokem [m].

Posledním zákonem dokonale černého tělesa je zákon Stefan – Boltzmannův (6.20), o zářivém integrálním toku. Tento zákon nám říká, že intenzita zářivého integrálního toku roste se čtvrtou mocninou termodynamické teploty zářícího tělesa. Jeho matematická formulace je:

$$E_0 = \int_0^\infty I_{\lambda,0} \cdot d\lambda = \sigma \cdot T^4 \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (6.20)$$

kde: σ – Stefan – Boltzmannova konstanta $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$,
 T – absolutní teplota $[K]$,
 $I_{\lambda,0}$ – intenzita spektrálního zářivého toku $[W \cdot m^{-3}]$.

Hodnota Stefan – Boltzmannova konstanty je $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$.

6.3.2 Záření skutečných těles

Srovnáním záření dokonale černého tělesa se zářením skutečného tělesa, zjistíme mezi nimi řadu odchylek. Mezi tyto odchylky patří:

- Skutečná tělesa vždy vyzařují a pohlcují menší množství zářivé energie,
- Spektrální intenzita záření skutečných těles u většiny případů neodpovídá Planckovu zákonu a nemusíme nalézt ani spojitost spektra.
- Záření skutečných těles se přesně neřídí Lambertovým zákonem

Proto se zavedl pojem „šedé těleso“, které má spektrální složení v závislosti a vlnové délce stejné jako dokonale černé těleso.

Pro šedé těleso je možné použití Wienova a Plancova zákona, jako u dokonale černého tělesa. Pouze Stefan – Boltzmannův zákon je rozšířen o bezrozměrnou veličinu ε . Jedná se o poměrnou zářivost, jejíž hodnota se pohybuje v rozmezích $0 < \varepsilon < 1$.

Stefan – Boltzmannův zákon je s ohledem na vlastnosti záření skutečných těles upraven do tvaru (6. 21):

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (6. 21)$$

kde:	σ – Stefan – Boltzmannova konstanta	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$,
	T – absolutní teplota	$[K]$,
	ε – experimentálně určený emisní součinitel	$[1]$.

Hodnota Stefan – Boltzmannova konstanty je $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$.

Sdílení tepla zářením je rozsáhlá kapitola v přenosu tepla a hmoty. Obsahuje sdílení tepla zářením v mnoha prostorech, ať už je to dokonale propustném prostředí nebo v uzavřeném prostředí, dále obsahuje taky, odstínění a průchod záření stínící stěnou. Pro účel mé diplomové práce bych se rád dále zaměřil na tepelné záření par a plynů či tepelnému záření plamene.

6.3.3 Záření plynů a par

Základním prvkem záření plynů a par je rozdělení jednotlivých plynů podle počtu atomů. Můžeme se setkat s plyny jednoatomovými, dvouatomovými, tří a více atomovými.

Z hlediska sálání nás však převážně budou zajímat tří a více atomové plyny, jelikož jednoatomové a dvouatomové plyny jsou převážně dokonale propustné. Ve většině případů se ve spalínách objevují z víceatomových plynů především oxid uhličitý a vodní pára.

Plyny a páry se svým zářením liší od pevných těles tím, že jejich záření má větší selektivní charakter, tzn. že plyny pohltnou a vyzaří energii v určitých intervalech vlnových délek. Dalším odlišností je ta, že plyny a páry vyzařují i pohlcují energii v celém svém objemu, na rozdíl od záření pevných těles, kdy záření probíhá jen na částečné ploše.

Intenzita záření plynů a par není úměrná čtvrté mocnině absolutní teploty. Pro zjednodušení výpočtu se však ve většině případů předpokládá platnost Stefan-Boltzmanova zákona, který je však upraven. Proto tedy bude platit pro intenzitu vyzařování rovnice (6. 22), kde jako teplotu uvažujeme 0 [K].

$$E_p = \varepsilon_p \cdot \sigma \cdot T_p^4 \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (6. 22)$$

kde:	σ – Stefan – Boltzmannova konstanta	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$,
	T_p – absolutní teplota	$[K]$,
	ε_p – emisní součinitel plynu	$[1]$.

Při výpočtu emisního součinitele plynu, musíme brát v úvahu parciální tlak daného plynu a jeho tloušťku. Emisní součinitel plynu, který obsahuje oxid uhličitý a vodní páru tedy zjistíme z rovnice (6. 23).

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon \quad [1] \quad (6.23)$$

kde: ε_{CO_2} – emisní součinitel oxidu uhličitého [1],
 ε_{H_2O} – Emisní součinitel vodní páry [1],
 β – korektní součinitel [1],
 $\Delta\varepsilon$ – korekce vzájemného překrytí [1].

Emisní součinitel je poté dosazen do vztahu (6. 24) pro výpočet hustoty tepelného toku předávaného plynným tělesem stěně, jenž jej obklopuje.

$$q_{p,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_p^4 - A_p \cdot T_s^4) \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (6.24)$$

kde: ε'_s - emisní stupeň černosti stěny [1],
 σ – Stefan – Boltzmannova konstanta $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$,
 T_p – absolutní teplota plynu [K],
 ε_p – emisní součinitel plynu [1],
 A_p – absorbční součinitel [1],
 T_s – absolutní teplota stěny [K].

Pro výpočet absorbčního součinitele platí rovnice (6. 25).

$$A_p = \varepsilon_{CO_2} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^n \quad [1] \quad (6. 25)$$

kde: ε_{CO_2} – emisní součinitel oxidu uhličitého [1],
 ε_{H_2O} – emisní součinitel vodní páry [1],
 β – korektní součinitel [1],
 T_p – absolutní teplota plynu [K],
 T_s – absolutní teplota stěny [K],
 n – konstanta závislosti na teplotě stěny [1].

V závislosti na teplotě stěny určíme konstantu n.

$$t_s < 500 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow n = 0,5,$$

$$t_s > 900 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow n = 0,4,$$

$$500 \text{ } ^\circ\text{C} < t_s < 900 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow n = 0,45,$$

6.3.4 Tepelné záření plamene

Spalování paliv je vždy doprovázeno světelnými jevy plamene. Plamen vzniká hořením plynných látek, jeho barva je dána prvkem, který se spaluje.

Jestliže spalujeme vodík nebo oxid uhličitý, je toto spalování doprovázeno namodralým plamenem. Při výpočtu záření u nesvítivých plamenů, vycházíme ze záření plynů.

Spalujeme-li uhlovodíky, je tato reakce doprovázena žlutým plamenem, který je vytvořen hořením částic uhlíků. Dodáme-li pro spalování větší přísun kyslíku, plamen může změnit barvu na svítivě žlutou, nebo dokonce na bílou barvu.

S měnícím se plamenem se však také mění jeho teplota, což má za příčinu silnější záření. V některých případech např. při spalování uhlí, se objevují v plameni také žhnoucí částice popeloviny, jejichž záření může mnohonásobně převyšovat záření plamene.

Výpočet záření plamene, je ve své podstatě docela obtížný, jelikož se těžce určuje stupeň černosti a střední teplota plamene, proto je tento výpočet spíše přibližný. Chceme-li zjistit spektrum záření svítivého plamene, vycházíme opět s teorie záření skutečných těles, které je velmi podobné.

Při výpočtu hustoty tepelného toku, který předává plamen svému okolí, které je ohraničené stěnami, je použit přibližný vztah (6. 26).

$$q_{pl,s} = \varepsilon_s \cdot \varepsilon_{pl} \cdot \sigma \cdot (T_{pl}^4 - T_s^4) \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (6. 26)$$

kde:	ε_s - emisní stupeň černosti stěny	[1],
	ε_{pl} - emisní součinitel plamene	[1],
	σ - Stefan - Boltzmannova konstanta	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}]$,
	T_{pl} - absolutní teplota plamene	[K],
	T_s - absolutní teplota stěny	[K].

Kapitola 6 byla zpracována na základě informací z literatury [3], [4], [6].

7 Praktická část

Primárním cílem této práce je optimalizace kotle Lignator 7.čl s ohledem na minimalizaci emise CO. V současnosti je kotel vyráběn a nabízen na trhu ve 3. emisní třídě. Cílem je nalezení řešení pro snížení emise CO tak, aby bylo možné kotel zařadit do 5. emisní třídy.

8 Základní popis kotle

Kotel Lignator (Obr. 8.1) je jedním z výrobků firmy Viadrus a.s.. Je vyroben jako teplovodní zařízení, kde je nucený oběh vody s pracovním přetlakem do 400 kPa.

Pro topení v kotli je doporučeno používat jako palivo měkké dřevo, na které je tento kotel certifikován. Platí přísný zákaz spalování jiných látek např. plastů, odpadů. Kotel je dosahuje dle normy ČSN EN 303-5 3. emisní třídy.

Kotlové těleso je vyrobeno z kvalitní šedé litiny dle normy ČSN EN 1561. Těleso kotle je sestaveno z jednotlivých článků nalisovaných k sobě, aby byla zajištěna tlaková těsnost kotle, jsou při lisování použity kovové vsuvky, ty se vkládají do otvorů, kudy proudí topná voda. Jednotlivé články kotle určují nejen výkon kotle, ale taky tvoří spalovací prostor, prostor pro odvod popela nebo prostor, ve kterém proudí voda a spaliny.

Článek kotle je vyroben jako dutá součást o určité tloušťce stěny, ve které proudí topná voda. Tloušťka stěn dle normy ČSN EN 305-5 nesmí být menší než minimální tloušťky stěn uvedené v Tab. 8.1. Články používané pro stavbu kotlů mají minimální tloušťku stěny 5 mm.

Jmenovitý tepelný výkon Q_N kW	Nejmenší tloušťka stěny ¹⁾ pro litinu	
	s laminárním grafitem mm	s kuličkovým grafitem mm
$Q_N \leq 30$	3,5	3,0
$30 \leq Q_N \leq 70$	4,0	3,5
$70 \leq Q_N \leq 300$	4,5	4,0
¹⁾ Kotle pro ústřední vytápění na fosilní paliva; u biologických paliv: přidat 0,5mm		

Tab. 8.1 Tloušťka stěny dle normy ČSN EN 303-5 [29]

Kotel, pro který řeším snižování emisí CO, je složen ze sedmi článků, je zde pět středních článků, jeden zadní a přední článek. Celkový výkon kotle je 22.5 kW.

Jak je vidět na Obr. 8.1, k přednímu článku kotle jsou přimontovány dvojce dvířka, ve kterých jsou umístěny otvory pro přívod vzduchu potřebného pro spalování. Dvířka umístěné v horní části předního článku slouží pro přikládání paliva, je zde umístěn přívod primárního vzduchu, který je regulován tzv. „ružicí“. V dolní části předního článku kotle jsou umístěny dvířka sloužící pro vyjmutí popelníku s popelem. V těchto dvířkách je situován přívod sekundárního vzduchu pro spalování. V zadním článku kotle je několik otvorů, jsou zde otvory pro vstup a výstup topné vody, odvod spalin nebo otvor pro přívod terciálního spalovacího vzduchu. V nejnižším bodě článku je umístěn otvor pro vstup topné vody vracející se z topného systému. V nejvyšším bodě je umístěn otvor pro výstup topné vody, které je předáno teplo vyrobené spalováním paliva v kotli.



Obr. 8.1 Kotel Lignator [28]

Pod výstupním otvorem topné vody je nástavec pro možnost upevnění ulity s kouřovým ventilátorem, kterým jsou nasávány spaliny. Vstup pro terciální vzduch, který slouží pro dopálení produktů po spalování, je umístěn pod nástavcem.

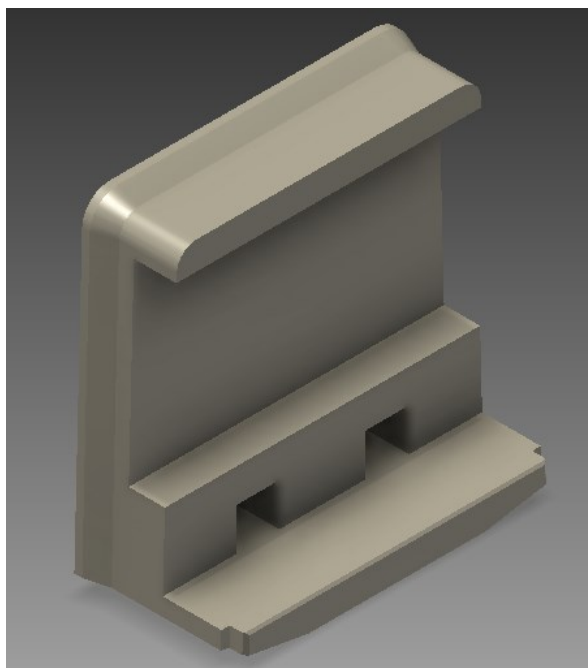
Aby byla co nejvíce snížena ztráta sáláním tepla do okolí, je kotlové těleso obaleno minerální izolací. Takto zaizolované kotlové těleso je poté opláštěné ocelovým pláštěm, který je opatřen barevným nástřikem.

Jak jsem již výše uvedl, články kotle tvoří několik prostorů, ve spodní části se nachází prostor pro popelník na odvod popela. Popel propadáva ze spalovací komory přes vodou chlazený rošt, jež ohraničuje spalovací komoru a prostor pro odvod popela.

Dalším prostorem je spalovací komora, zde se odehrává proces spalování a hoření paliva. Kotel je konstruován jako odhořivací typ, proto proces zplynění a konečné spalování probíhá v oddělené komoře Obr. 8.2. Komoře je situována do zadní části samotné spalovací komory a je zkonstruována jako dutý hranol. Jak můžeme vidět na obrázku, jsou zde výstupky, které zapříčiní delší setrvání spalin v komoře a jejich větší dohoření. V zadní stěně komory jsou vytvořeny díry o průměru 14 mm. Ty zapříčiní přívod terciálního vzduchu pro dopálení jednotlivých složek spalin.



Obr. 8.2 Keramická vložka



Obr. 8.3 Tryska

Odhořivací typy kotlů mají své specifické vlastnosti, které tyto kotle charakterizují. Spaliny, které vznikají po spalování, mohou proudit do jednotlivých komor kotle několika variantami. První variantou proudění spalin je vstup spalin do dohořivací komory ze strany spalovací komory, druhou variantou je vstup spalin ze spodní části spalovací komory, tato varianta je v dnešních kotlích používána ve větší míře. V kotli Lignator je použit vstup spalin do keramické vložky ze spodní části spalovací komory, přes tzv. trysku. Obr. 8.3. Tryska je vyrobena z keramiky. Spaliny tryskou prochází dvěma čtvercovými otvory.

Vložka s tryskou jsou konstruovány tak, že se tryska do vložky zasune a vytvoří se jedna součást. Toto seskládání má tu výhodu, že se keramická vložka může kdykoliv vyčistit, od tuhých znečišťujících látek vzniklých spalováním. Ve spalovací komoře jsou dále umístěny šamotové desky, ty zapříčiní lepší kvalitu spalování, jelikož dobře drží teplo.

V odhořivacích kotlích se většinou využívá přirozeného tahu kotle, v případě Lignatoru jsou spaliny nasávány spalinovým ventilátorem, ten je umístěn v ulitě ze zadní části kotle.

Provoz kotle je řízen řídicí jednotkou ST-81. Jednotou můžeme ovládat oběhové čerpadlo UT (ústřední topení), čerpadlo TV (teplá voda) a výkon odtahového ventilátoru. Jednotkou ST-81 taky nastavujeme parametry potřebné k provozu kotle, např. velikost otáček spalinového ventilátoru, volba modů chodu kotle (teplota spalin, teplota TV).

Kotel je dále vybaven bezpečnostním pojišťovacím dvoucestným ventilem DBV 1-02, který chrání kotel proti přehřátí kotle.

Ventil DBV 1-02 je ovládán termostatickým článkem, který reguluje vypouštění přehřáté vody a dopouštění vody chladicí. Dále je na kotli nainstalován manometr, který slouží pro měření tlaku v kotli.

9 Snížení emisí oxidu uhelnatého u kotle Lignator

Emisní limit můžeme chápat jako maximální přípustnou koncentraci vypuštěné škodliviny do ovzduší, které jsou přepočteny na určitý obsah kyslíku, obvykle na 3,6,10,13 % obsahu kyslíku. Emisní limity pro kotle na tuhá paliva do jmenovitého výkonu 300 kW udává norma ČSN EN 303-5. V normě jsou uvedeny mezní koncentrace jednotlivých škodlivin, které jednotlivé zařízení řadí do daných emisních tříd, přehled emisních tříd můžeme vidět na Obr. 9.1. Snížení emisí oxidu uhelnatého při spalování tuhých paliv lze dosáhnout správným vedením spalovacího procesu. V kapitole 4.1.5 je vysvětlen vznik oxidu uhelnatého při spalování, jeho vzniku však v praxi zcela zabránit nelze, je možné je pouze snížit.

Dodávka paliva	Palivo	Jmenovitý tepelný příkon (kW)	Mezní hodnoty emisí ¹⁾		
			CO	OGC ²⁾ ³⁾	Prach (TZL)
			mg/m ³ N při 10% O ₂ (mg/m ³ N při 13% O ₂) ¹⁾		
Ruční	Biologické	≤ 65	5 000 (3 636)	150 (109)	150 (109)
		> 65 až 187	2 500 (1 818)	100 (73)	150 (109)
		> 187 až 300	1 200 (873)	100 (73)	150 (109)
	Fosilní	≤ 65	5 000 (3 636)	150 (109)	125 (91)
		> 65 až 187	2 500 (1 818)	100 (73)	125 (91)
		> 187 až 300	1 200 (873)	100 (73)	125 (91)
Samočinná	Biologické	≤ 65	3 000 (2 182)	100 (73)	150 (109)
		> 65 až 187	2 500 (1 818)	80 (58)	150 (109)
		> 187 až 300	1 200 (873)	80 (58)	150 (109)
	Fosilní	≤ 65	3 000 (2 182)	100 (73)	125 (91)
		> 65 až 187	2 500 (1 818)	80 (58)	125 (91)
		> 187 až 300	1 200 (873)	80 (58)	125 (91)

¹⁾ Vztahuje se k suchým spalínům, teplotě 273,15 K, tlaku 101,325 kPa a k referenčnímu obsahu kyslíku 10 % (k referenčnímu obsahu kyslíku 13 %)

²⁾ OGC = TOC = celkový organický uhlík, kterým se rozumí úhrnná koncentrace všech organických látek s výjimkou methanu vyjádřená jako celkový uhlík.

³⁾ Nevztahuje se na sálavé spalovací stacionární zdroje, určené pro připojení na teplovodní soustavu ústředního vytápění a k instalaci v obytné místnosti.

Obr. 9.1 Přehled emisních tříd dle ČSN EN 303-5 [30]

Vznik oxidu uhelnatého můžeme zredukovat dostatečným množstvím přiváděného vzduchu, kdy hodnota součinitele přebytku vzduchu α bude rovna nebo větší 1. Tak zajistíme stechiometrické nebo nadstechiometrické spalování.

U přiváděného vzduchu je potřeba dbát na místo přívodu a na teplotu vzduchu přiváděného do spalovacího procesu resp. do proudu spalin. Proto v dnešní době využíváme v praxi označení pro přiváděný vzduch jako primární, sekundární nebo terciální. Je nutné zaručit odpovídající promíšení spalovacího vzduchu a spalin především u terciálního vzduchu a setrvání směsi v odpovídající teplotě.

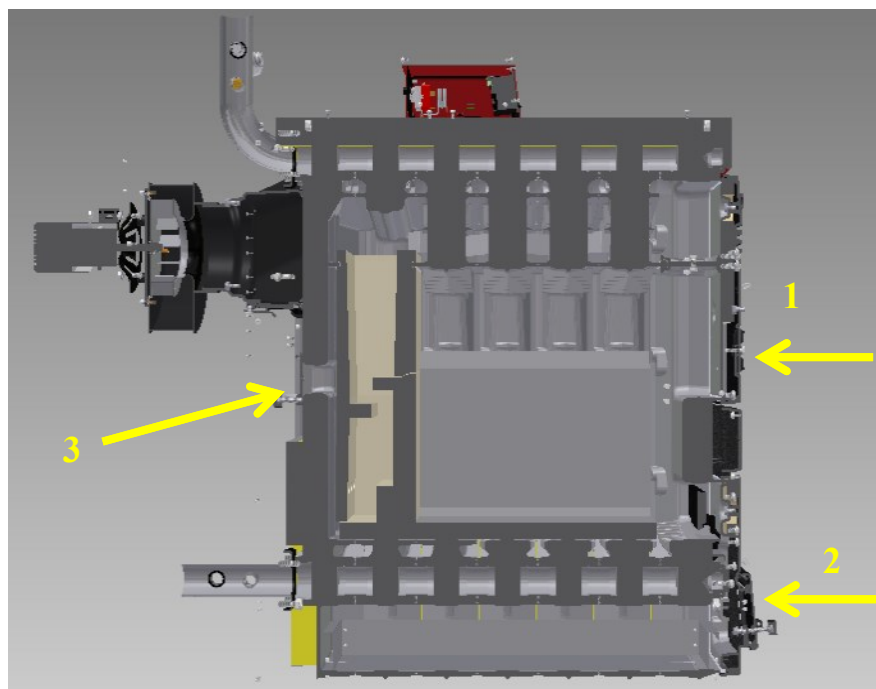
10 Základní provozní parametry kotle

S ohledem na nutnost diagnostiky stávajícího provozního stavu kotle, tj. získání základního obrazu o funkci jednotlivých systémů, jsem v této kapitole přistoupil k teoretickým výpočtům základních relevantních teoretických veličin, dále provedl měření vybraných veličin přímo na kotli.

Vypočtené a změřené veličiny pak jsou analyzovány a slouží dále jako okrajové podmínky matematického modelu s ohledem na řešení problému emisí CO kotle.

10.1 Stávající stav

Spalování, jakožto oxidační proces, potřebuje ke svým reakcím přísun vzduchu, ve kterém je obsažen kyslík. Do kotle Lignator je tento vzduch přiváděn primární, sekundární a terciální cestou Obr. 10.1.



Obr. 10.1 Přivádění vzduchu 1 - primární vstup, 2 – sekundární vstup, 3 – terciální vstup

Otvor pro primární přívod vzduchu je umístěn v přední části kotle na příkládacích dvířkách, tento vzduch slouží k podpoře hoření ve spalovací komoře. Sekundární vzduch vchází do kotle z přední strany přes klapku umístěnou v dvířkách pro odvod popela, je vháněn ze spodní části kotle a podporuje taktéž hoření ve spalovací komoře.

Terciální vzduch, jenž slouží k dopalování produktů spalování, které jsou obsaženy ve spalínách, je přiváděn přes klapku umístěnou v zadní části kotle. Postupujeme-li po proudu vzduchu, prochází otvorem v litinovém článku, poté se vzduch rozdělí do kanálů vzniklých mezi posledním článkem kotle a keramickou vložkou.

Poté je proud vzduchu přiváděn šesti otvory v keramické vložce do dohořivací komory, kde dochází k dopalování produktů po spalování.

Abych zjistil, jaké množství vzduchu je přiváděno pro spalování do kotle, provedl jsem počáteční měření, ve kterém jsem měřil rychlosti vzduchu pro jednotlivé vstupy, toto měření je níže popsáno v nadcházející kapitole. Měřením bylo zjištěno, že sekundárním vstupem je přiváděno při provozu kotle na jmenovitý výkon 22,5 kW $V_{VZ2}^v = 36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ vzduchu.

Terciálním vstupem proudí do kotle při provozu na jmenovitý výkon $V_{VZ3}^v = 16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ vzduchu. Měření primárního vzduchu jsem neprováděl, jelikož jsem měl po celou dobu provozu kotle „ružici“ zavřenou. Úvahou se dá soudit, že při otevření primárního vzduchu by se stejným poměrem snížil vzduch sekundární. Sečetl-li jsem naměřené množství terciálního a sekundárního vzduchu, vyšla výsledná hodnota vzduchu potřebného pro spalování $V_{VZ,Celk}^v = 52 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, při porovnání s vypočteným vzduchem ze stechiometrických výpočtů $V_{VZ,Sk}^v = 39 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ jsem zjistil, že jsem při měření spaloval s větším přebytkem vzduchu. Zjištění těchto údajů je pro mé zkoumání zásadní, jelikož budu chtít tyto poměry zachovat.

Dalším důležitým parametrem přiváděného vzduchu je jeho teplota. V současné době je kotel konstruován tak, že terciální vzduch není nějak výrazně ohříván. V kanálech je proudící vzduch z jedné strany ohříván keramikou, která je nahřátá od tepla spalín. Z druhé strany je však proudící vzduch chlazen litinovým článkem, v němž proudí nejstudenější voda v kotli, jelikož se vrací z otopného systému. Z těchto důvodů se dá usoudit, že vzduch vstupující do keramiky bude mít teplotu 23 – 100 °C.

Vzduch vstupující o nízké teplotě do komory se bude dle mého názoru „plazit“ po stěnách komory. Tudíž nedojde k dostatečnému promíchání spalín o několika násobně vyšší teplotě a viskozitě se vzduchem.

Zde předpokládám zdroj problému vysokých emisí CO a dále se zaměřím na ověření mého předpokladu a dále jeho řešení. Pro ověření mé úvahy je nutné provést simulaci v programu CFX.

Pro další postup optimalizace jsem zachovával průtoky vzduchu, zjištěné z počátečního měření kotle, tedy hodnotu sekundárního průtoku vzduchu $V_{VZ2}^v = 36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a hodnotu terciálního průtoku vzduchu $V_{VZ3}^v = 16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Změřené hodnoty jsem zvolil i přes větší hodnotu součtu, než je hodnota zjištěná stechiometrickým výpočtem. Naměřené hodnoty jsou zjištěny v první době počátečního měření. Z naměřené hodnoty kyslíku 9% lze snadno určit součinitel přebytku vzduchu n dle vztahu 5.13, budeme-li uvažovat uvedené zjednodušení:

$$V_{Sp,Sk}^s = V_{Vz,t}$$

Součinitel přebytku vzduchu zjistíme tedy:

$$n = 1 + \frac{O_2}{0,21 - O_2} = 1 + \frac{0,09}{0,21 - 0,09} = 1,75$$

Pro porovnání, zjistíme i přebytek vzduchu u druhé doby počátečního měření, opět zavedeme danou zjednodušující podmínku. Obsah kyslíku ve spalínách je 13%.

$$n = 1 + \frac{O_2}{0,21 - O_2} = 1 + \frac{0,13}{0,21 - 0,13} = 2,625$$

U druhé doby měření byl přebytek vzduchu několikanásobně vyšší než u první doby to má za následek i zvýšené hodnoty spalin. Zjištěním skutečného přebytku vzduchu je ověřena správná volba přebytku vzduchu při stechiometrických výpočtech.

10.2 Stechiometrické výpočty

Složení paliva

Složení paliva jsem převzal z certifikačního listu kotle Hefaistos P1, který je certifikován na měkké dřevo (smrk).

Podobným typem dřeva byla také provedena certifikace u kotle Lignator. Převzal jsem jej z toho důvodu, jelikož v certifikačním listu údaj o palivu pro kotel Lignator chyběl. V níže uvedené tabulce (Tab. 10.1) jsou převzaté hodnoty, se kterými budu provádět výpočet. Stejný druh dřeva jako u výpočtu, byl použit pro provedení zkoušek.

Výchozí parametry

Parametr	Označení	Jednotka	Hodnota
Výhřevnost	Q_i^r	[MJ/kg]	15,01
Obsah vody	w^r	[%]	20,99
Obsah popeloviny	A^r	[%]	2,34
Obsah hořlaviny	h^r	[%]	76,67
Obsah uhlíku	C^r	[%]	39,12
Obsah vodíku	H^r	[%]	5,32
Obsah dusíku	N^r	[%]	0,14
Obsah kyslíku	O^r	[%]	32,07
Obsah síry	S^r	[%]	0,02

Tab. 10.1 Výchozí parametry paliva

Objemy spalovacího vzduchu a spalin

Množství stechiometrického kyslíku pro spálení prvků v palivu zjistím z rovnice (5.1), kde dosadíme parametry paliva v surovém stavu.

$$V_{O_2,t} = \frac{22,4}{12} \cdot 0,3912 + \frac{22,4}{32} \cdot 0,0002 + \frac{22,4}{4} \cdot 0,0532 - \frac{22,4}{32} \cdot 0,3207$$

$$V_{O_2,t} = 0,80381 \, m_n^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$$

Množství teoretického vzduchu

Množství teoretického vzduchu určím ze vztahu (5.2)

$$V_{Vz,t}^S = \frac{V_{O_2}}{0,21} = \frac{0,80381}{0,021} = 3,82767 \, m_n^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$$

Množství skutečného vzduchu suchého

Díky výsledkům z certifikační zkoušky, které pro výpočet mám, volím přebytek spalovacího vzduchu shodný s výsledkem přebytku vzduchu z certifikace, tedy $n = 1,75$. Nyní již mohu určit skutečné množství suchých spalin ze vztahu 5.3.

$$V_{Vz,Sk}^S = n \cdot V_{Vz,t}^S = 1,75 \cdot 3,827667 = 6,69841 \, m_n^3 \cdot kg_{pal}^{-1}$$

Množství skutečného vzduchu vlhkého

Jelikož je ve vzduchu také obsažena voda, je nutné ji do výpočtu zahrnout. Součinitel vlhkosti jsem zvolil $v = 1,04$. Množství skutečného vlhkého vzduchu zjistím ze vztahu 5.5.

$$V_{Vz,Sk}^V = v \cdot V_{Vz,Sk}^S = 1,04 \cdot 6,69841 = 6,96635 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$$

Množství spalín teoretických suchých

Množství spalín vzniklých dokonalým spálením složek obsažených v palivu, zjistíme ze vzorce 5.6.

$$V_{sp,t^s} = \frac{22,26}{12,011} \cdot C^r + \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + \frac{22,4}{32} \cdot S^r + 0,7905 \cdot V_{vz,t^s}$$

$$V_{sp,t} = \frac{22,26}{12,011} \cdot 0,3912 + \frac{22,4}{32} \cdot 0,0002 + \frac{22,4}{28} \cdot 0,0532 + 0,79 \cdot 3,82767$$

$$V_{sp,t} = 3,750128 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$$

Množství spalín skutečných suchých

Díky přebytku vzduchu, se ve spalínách objeví množství vzduchu, který nezreagoval. Skutečné spaliny suché zjistíme ze vztahu 5.7.

$$V_{sp,Sk}^S = V_{sp,t}^S + (n - 1) \cdot V_{Vz,t}^S$$

$$V_{sp,Sk}^S = 3,750128 + (1,75 - 1) \cdot 3,82767$$

$$V_{sp,Sk}^S = 6,620878 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$$

Množství vody ve spalínách

Voda ve spalínách se objeví, jak z vlhkosti paliva, tak i ze spáleného vodíku. Vodu lze vypočítat dle vztahu 5.8.

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} \cdot H^r + \frac{22,4}{18} \cdot W^r + (v - 1) \cdot V_{Vz,Sk}^S$$

$$V_{H_2O} = \frac{22,4}{2} \cdot 0,0532 + \frac{22,4}{18} \cdot 0,2099 + (1,04 - 1) \cdot 6,6984$$

$$V_{H_2O} = 1,124986 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}$$

Množství spalín skutečných vlhkých

Přičteme-li ke spalínám množství vody, vztah 5.8, vzniknou nám skutečné spaliny vlhké, ty vypočítáme dle vztahu 5.9.

$$V_{Sp,Sk}^V = V_{Sp,Sk}^S + V_{H_2O}$$

$$V_{Sp,Sk}^V = 6,620878 + 1,124986$$

$$V_{Sp,Sk}^V = 7,745864 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem jednotlivých složek ve spalínách

Objem složek ve spalínách zjistíme ze spalovacích rovnic daného prvku.

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,011} \cdot C^r = \frac{22,26}{12,011} \cdot 0,3912 = 0,72501 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7905 \cdot V_{Vz,Sk}^S = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0014 + 0,7905 \cdot 6,6984$$

$$V_{N_2} = 5,2962 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

$$V_{SO_2} = \frac{22,4}{32} \cdot S^r = \frac{22,4}{32} \cdot 0,0002 = 0,00014 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t^s} = 0,21 \cdot (1,75 - 1) \cdot 3,82767$$

$$V_{O_2} = 0,60286 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem vody ve spalínách je totožné jako z výpočtu množství vody, tedy:

$$V_{H_2O} = 1,124986 \text{ m}_n^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Koncentrace jednotlivých složek ve spalínách

Koncentrace jednotlivých složek zjistíme pomocí rovnice (5.10), kdy dosazujeme objem dané složky ku množství vlhkých spalín skutečných.

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{Sp,Sk}^V} \cdot 100 = \frac{0,72501}{7,745864} \cdot 100 = 9,3599 \%$$

$$\omega_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{Sp,Sk}^V} \cdot 100 = \frac{0,00014}{7,745864} \cdot 100 = 0,0018 \%$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{Sp,Sk}^V} \cdot 100 = \frac{1,124986}{7,745864} \cdot 100 = 14,5237\%$$

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{Sp,Sk}^V} \cdot 100 = \frac{5,2962}{7,745864} \cdot 100 = 68,3746 \%$$

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{Sp,Sk}^V} \cdot 100 = \frac{0,60286}{7,745864} \cdot 100 = 7,783 \%$$

Kontrolu provedeme součtem všech koncentrací dle rovnice 5.11.

$$\omega_{CO_2} + \omega_{SO_2} + \omega_{N_2} + \omega_{H_2O} + \omega_{O_2} = 100$$

$$9,3599 + 0,0018 + 14,5237 + 68,3746 + 7,783 = 100,043 \%$$

10.3 Tepelný výpočet kotle

10.3.1 Výpočet tepla v keramice

Měrná tepelná kapacita spalin

Jelikož se spaliny skládají z plyných složek, které mají odlišné měrné tepelné kapacity, musím nejdříve zjistit střední měrné kapacity jednotlivých složek prvků obsažených ve spalinách.

Při první úvaze odhaduji, že se celková měrná tepelná kapacita bude blížit hodnotě nejvíce obsaženého prvku ve spalinách. Střední měrné kapacity, budu volit pro mnou naměřenou teplotu plamene 1003,4 °C. Jelikož hodnoty pro určenou teplotu nejsou tabulkovány, zjistíme měrnou tepelnou kapacitu za pomoci lineární interpolace z přílohy 1.

$$CO_2 = 2,53405 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$$

$$SO_2 = 2,23685 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$$

$$H_2O = 1,99673 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$$

$$O_2 = 1,602476 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$$

$$N_2 = 1,519578 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$$

Celkovou měrnou tepelnou kapacitu spalin, vypočítám dle rovnice 10.1.

$$cp_{sp} = \sum \omega_i \cdot cp_i \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}] \quad (10.1)$$

$$cp_{sp} = \omega_{CO_2} \cdot cp_{CO_2} + \omega_{SO_2} \cdot cp_{SO_2} + \omega_{O_2} \cdot cp_{O_2} + \omega_{H_2O} \cdot cp_{H_2O} + \omega_{N_2} \cdot cp_{N_2}$$

$$cp_{sp} = 0,73024 \cdot 2,53405 + 0,00014 \cdot 2,23685 + 0,602858 \cdot 1,602476 +$$

$$1,12494 \cdot 1,9967 + 5,29287 \cdot 1,51958$$

$$cp_{sp} = 1,7721 \text{ kJ} \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}$$

Měrnou tepelnou kapacitu vzduchu jsem zjistil pomocí interpolace pro teplotu 23 °C, z přílohy 2.

$$cp_{vz} = 1,29907 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

Měrou tepelnou kapacitu pro smrkové dřevo, jež bylo použité, jako palivo certifikační, volím z tabulky pro měrnou tepelnou kapacitu pevných paliv (příloha 3).

$$cp_{pal} = 2,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

Teplota spalin na vstupu do spodní části keramiky

Teplotu spalin zjistím pomocí bilance vstupních a výstupních entalpií, dle vztahu 10.2. Výpočet je prováděn pro 1kg paliva.

$$Q_i^r + i_{pal} + i_{vz} = i_{sp} \quad (10.2)$$

$$Q_i^r + cp_{pal} \cdot \Delta t_{pal} \cdot V_{pal} + cp_{vz} \cdot \Delta t_{vz} \cdot V_{vz,Sk}^V = cp_{sp} \cdot \Delta t_{sp} \cdot V_{sp,Sk}^V \quad (10.3)$$

$$\Delta t_{sp} = \frac{Q_i^r + cp_{pal} \cdot \Delta t_{pal} \cdot V_{pal} + cp_{vz} \cdot \Delta t_{vz} \cdot V_{vz,Sk}^V}{cp_{sp} \cdot V_{sp,Sk}^V}$$

$$\Delta t_{sp} = \frac{15010 + 2,72 \cdot 20 \cdot 1 + 1,28807 \cdot 23 \cdot 6,96635}{1,7721 \cdot 7,745864} = 1112,643 \text{ °C}$$

Jelikož se naměřená teplota a výsledná teplota liší, zkusím ještě jednou přepočítat teplotu spalin, pro větší přesnost. Postup výpočtu bude stejný jako předcházející.

Měrné tepelné kapacity prvků pro teplotu 1112,643 °C.

$$CO_2 = 2,56741 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$SO_2 = 2488644 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$H_2O = 2,05195 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$O_2 = 1,61751 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$N_2 = 1,53789 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

Poté opět vypočítám celkovou měrnou tepelnou kapacitu dle rovnice 10.1. Výsledná celková kapacita se bude rovnat:

$$cp_{sp} = 1,79577 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$$

Se zjištěnou měrnou tepelnou kapacitou zjistím teplotu spalin dle rovnice 10.3.

$$\Delta t_{sp} = \frac{15010 + 2,72 \cdot 20 \cdot 1 + 1,28807 \cdot 23 \cdot 6,96635}{1,7721 \cdot 7,745864} = 1097,968^{\circ}\text{C}$$

Pro upřesnění analogicky jako předchozím případě zjistím hodnotu teploty spalin, jenž se rovná:

$$\Delta t_{sp} = 1099,138^{\circ}\text{C}.$$

Aplikací stejného postupu jsem dosáhl zpřesnění již jen o desetinná místa, takže teplotu spalin ponechám na hodnotě:

$$t_{sp} = 1099^{\circ}\text{C}.$$

Přestup tepla konvekcí na straně spalin

Pro výpočet součinitele přestupu tepla ze strany spalin, je nutné znát rychlost spalin. Abych tuto rychlost zjistil tak si nejdříve musím vypočítat skutečný objem spalin proudící ve spodní části keramiky, tedy těsně nad plamenem. Tento objem dostanu ze stavové rovnice (10.4).

$$V_{sp,ef} = \frac{(m_{pal} \cdot V_{sp,sk}^V) \cdot T_{sp}}{T_N} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10.4)$$

kde : m_{pal} - hmotnostní průtok paliva $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
 $V_{sp,sk}^V$ - množství spalin skutečných vlhkých $[\text{m}_N^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}]$
 T_{sp} - teplota spalin u roštu $[\text{K}]$
 T_N - teplota spalin za normálních podmínek $[\text{K}]$

$$V_{sp,ef} = \frac{(0,001578 \cdot 7,745864) \cdot (1099 + 273,15)}{273,15} = 0,06139 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Nyní vypočítám rychlost spalin z rovnice (10. 5).

$$w_{sp} = \frac{V_{sp,ef}}{S} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10.5)$$

kde: $V_{sp,ef}$ – efektivní objem spalin $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$,
 S – průřez ve spodní části keramiky $[\text{m}^2]$.

$$w_{sp} = \frac{0,06139}{0,014874} = 4,13 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Jelikož se v mém případě nejedná o kanál kruhového průřezu, je nutné zjistit hydraulický průměr kanálu, který bude také charakteristickým rozměrem.

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{o}$$

$$d_h = \frac{4 \cdot 0,014874}{0,679212} = 0,0876 \text{ m}$$

Nyní již můžeme zjistit z rovnice (10.6) hodnotu Reynoldsova kritéria. Určující teplotou je teplota spalin. Potřebné veličiny si zjistím z přílohy, v mém případě je nutné pro určení veličin použít lineární interpolaci.

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_h}{\nu} \quad [1] \quad (10.6)$$

kde:	w_{sp} – rychlost proudění spalin	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$,
	d_h – hydraulický průměr	$[\text{m}]$,
	ν – kinematická viskozita spalin	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$.

$$Re = \frac{4,13 \cdot 0,0876}{196,872 \cdot 10^{-6}} = 1836,681$$

Z výsledku Reynoldsova kritéria vyplývá, že se jedná o proudění laminární, pro výpočet Nusseltova kritéria použiji vztah 6.14

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,74 \cdot (1836,681 \cdot 0,5701)^{0,2} \cdot (74274 \cdot 0,5701)^{0,1}$$

$$Nu = 8,6278$$

Nyní tuto hodnotu dosadím do kritériální rovnice pro Nusseltovo kritérium (10.7), ze které si vyjádřím součinitele přestupu tepla konvekcí. $\alpha_{sp, konvekce}$. Součinitel tepelné vodivosti spalin, zjistím z přílohy 4. Opět musím provést lineární interpolaci pro danou teplotu spalin.

$$Nu = \frac{\alpha_{sp,konvekce} \cdot d_h}{\lambda} \quad [1] \quad (10.7)$$

kde: $\alpha_{sp,konvekce}$ – součinitel přestupu tepla spalin $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
 d_h – hydraulický průměr $[m]$,
 λ – součinitel tepelné vodivosti spalin $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

$$\alpha_{sp,konvekce} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} = \frac{8,6278 \cdot 0,117415}{0,0876} = 11,564 \text{ W} \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Množství tepla ve spalinách pro kilogram paliva určím dle rovnice (10.8).

$$Q_{sp} = V_{Sp,Sk}^V \cdot cp_{sp} \cdot (T_{sp} - T_{vz}) \quad [kJ \cdot kg^{-1}] \quad (10.8)$$

kde: $V_{Sp,Sk}^V$ - množství spalin skutečných vlhkých $[m^3 \cdot kg^{-1}]$
 cp_{sp} - měrná tepelná kapacita spalin $[kJ \cdot m^{-3} \cdot s^{-1}]$
 T_{sp} - teplota spalin u hořáku $[K]$
 T_{vz} - teplota vzduchu $[K]$

$$Q_{sp} = 7,745864 \cdot 1,79577 \cdot (1372,15 - 296,15)$$

$$Q_{sp} = 14\,966,934 \text{ kJ} \cdot kg^{-1}$$

Přepočtem dle vztahu (10.9) dostaneme teplo spalin v kilowatech.

$$Q_{sp,kW} = Q_{sp} \cdot \frac{m_{pal}}{3600} \quad [kW] \quad (10.9)$$

kde: Q_{sp} - množství tepla ve spalinách $[kJ \cdot kg^{-1}]$
 m_{pal} - hmotnostní průtok paliva $[kg \cdot h^{-1}]$

$$Q_{sp,kW} = 14966,934 \cdot \frac{5,68}{3600} = 23,6 \text{ kW}$$

Součinitele přestupu tepla na straně spalin již mám, ovšem spaliny mají tak velkou teplotu, že jejich záření není zanedbatelné, proto musím zjistit součinitele přestupu tepla radiací.

Přestup tepla radiací

Před výpočtem tepla radiací je nejdříve nutné zvolit stupeň černosti stěny, výpočet vychází z rovnice (10.10). Emisní součinitel stěny ε_s volím z intervalu 0,8 – 1. Pro můj výpočet jsem zvolil emisní součinitel 0,85. Tlak ve spalovací komoře bude roven tlaku okolí $P_0 = 98\,500\text{ Pa}$.

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (\varepsilon_s + 1) \quad [1] \quad (10.10)$$

kde: ε_s – emisní součinitel [1].

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (0,85 + 1) = 0,925$$

Dále určím parciální tlaky, jednotlivých plynů ovlivňující radiaci a to vodní páry a oxidu uhličitého.

$$P_{CO_2} = P_0 \cdot \frac{\omega_{CO_2}}{1} = 98500 \cdot \frac{0,093599}{1} = 9219,5\text{ Pa}$$

$$P_{H_2O} = P_0 \cdot \frac{\omega_{H_2O}}{1} = 98500 \cdot \frac{0,145237}{1} = 14\,305,9\text{ Pa}$$

Pro výpočet účinné tloušťky vrstvy jsem volil rovnici 10.11, pro tloušťku vrstvy menší než 1 m.

$$l = 3,4 \cdot \frac{V}{S} \quad [m] \quad (10.11)$$

kde: V – objem $[m^3]$,
 S – obsah $[m^2]$.

$$l = 3,4 \cdot \frac{0,01372}{0,0269533} = 1,7307\text{ m}$$

Pro zjištění emisivity oxidu uhličitého a vodní páry, z diagramu oxidu uhličitého nebo vodní páry v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy.

$$P_{CO_2} \cdot l = 9219,5 \cdot 1,7307 = 15\,956,2\text{ m} \cdot \text{Pa}$$

$$P_{H_2O} \cdot l = 14\,305,9 \cdot 1,7307 = 24\,759,2\text{ m} \cdot \text{Pa}$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,115$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,17$$

Z diagramu oxidu uhličitého (příloha 5) nebo vodní páry (příloha 6) v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy, odečtu taktéž dané emisivity pro teplotu stěny $t_s = 500\text{ °C}$.

$$\varepsilon_{CO_2,st} = 0,117$$

$$\varepsilon_{H_2O,st} = 0,18$$

Dále je potřeba určit korekční součinitel β , ten určím z daného diagramu (příloha 7). Poté již mohu určit emisní součinitel plynu, který obsahuje oxid uhličitý a vodní páru, určím jej ze vztahu 6.23. Do vzorce jsou dosazeny emisivity daných prvků pro teplotu spalin 1099 °C .

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

$$\varepsilon_p = 0,115 + 1,09 \cdot 0,17 - (0,17 - 0,115)$$

$$\varepsilon_p = 0,2453$$

Nyní již mohu ze vztahu 6.25 zjistit absorpční součinitel, kde mocnitél n zjistím pro teplotu stěny.

$$A_p = \varepsilon_{CO_2,st} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O,st} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^n$$

$$A_p = 0,117 \cdot \left(\frac{1372,15}{773,15}\right)^{0,65} + 1,09 \cdot 0,18 \cdot \left(\frac{1372,15}{773,15}\right)^{0,4}$$

$$A_p = 0,4168$$

Potřebnou hustotu tepelného toku zjistím z rovnice 6.24.

$$q_{p,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_p^4 - A_p \cdot T_s^4)$$

$$q_{p,s} = 0,925 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,2453 \cdot 1372,15^4 - 0,41668 \cdot 773,15^4)$$

$$q_{p,s} = 37\,797,965\text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Podílem hustoty tepelného toku a rozdílu teplot zjistím součinitel přestupu tepla pro přenos tepla radiací, vztah 10.12.

$$\alpha_{sp,radiace} = \frac{q_{p,s}}{(t_{sp} - t_{st})} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (10.12)$$

kde: $q_{p,s}$ – hustota tepelného toku radiací $[W \cdot m^{-2}]$,
 t_{sp} – teplota spalín $[^{\circ}C]$,
 t_{st} – teplota stěny $[^{\circ}C]$.

$$\alpha_{sp,radiace} = \frac{37\,797,965}{(1099 - 500)} = 63,1 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Celkový součinitel tepla tedy zjistím součtem součinitelů tepla radiací a konvekci dle rovnice (10.13).

$$\alpha_{sp} = \alpha_{sp,radiace} + \alpha_{sp,konvekce} \quad [W \cdot m^{-2}] \quad (10.13)$$

$$\alpha_{sp} = 63,1 + 11,564$$

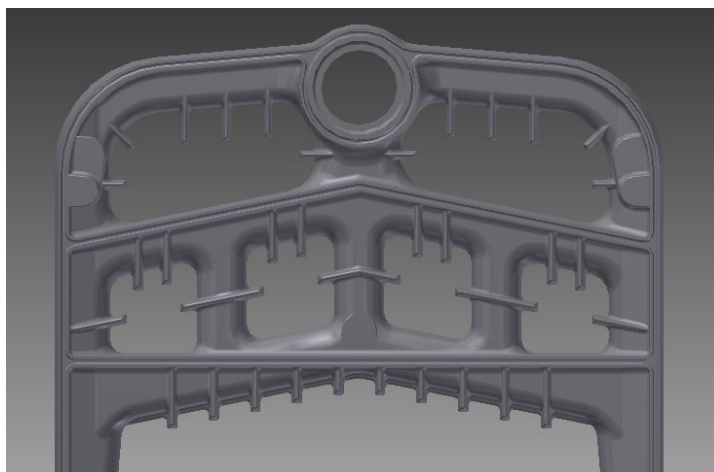
$$\alpha_{sp} = 74,664 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Výpočty na několika místech spalínové trati provedeme obdobný výpočet.

10.3.2 Výpočet spalínové trati

Spalínová trať kotle Lignator je složena ze dvou tahů. Spaliny po projití prvním tahem se v přední části kotle otočí a vcházejí do tahu druhého. První tah kotle je tvořen dvěma dvojicemi kanálů, které jsou zrcadlově stejné. Druhý tah kotle je tvořen jen dvěma kanály stejných rozměrů. Na Obr. 10.2 můžeme vidět kanály, ze kterých je tvořena spalínová trať.

Při výpočtu spalínové trati předpokládám, že objem spalín zůstává neměnným, nedochází k přísávání falešného vzduchu. Důležitým faktorem při výpočtu bude rozdělení daného objemu mezi jednotlivé kanály. V rámci tepelného výpočtu budu rozdělení objemu spalín mezi jednotlivé kanály dle uvážení volit.



Obr. 10.2 Kanály spalínové trati

Abych získal součinitele přestupu tepla, budu opět potřebovat vypočítat součinitel přestupu tepla konvekci, jelikož spaliny mají velkou teplotu, je nutné do výpočtu zahrnout i přenos tepla radiací.

Pro přesnější zjištění součinitele přestupu tepla, zjistím jednotlivé hodnoty na více místech spalínové trati. Jako první budu počítat součinitel přestupu tepla pro větší kanál prvního tahu. Důležité pro výpočet je teplota spalin, tato teplota je naměřena. Teploty povrchu stěn spalínového traktu však budou voleny.

a. První tah kotle

1. měřené místo v prvním tahu kotle

Jelikož spaliny neproudí jedním kanálem v prvním tahu, rozdělil jsem skutečný objem spalin dle mého uvážení na 4 díly, kdy více spalin proudí ve větším kanálu a méně v kanálu menším. Při volbě rozdělení objemu jsem vycházel z předpokladu, že součet všech objemů mi musí dát skutečný objem spalin.

Pro větší kanál jsem zvolil objem $V_{Sp,Sk}^V = 2,4364 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$. Při vstupu spalin z keramiky do kanálů jsem naměřil teplotu 953 °C, jedná se o určující teplotu pro mé výpočty. Úvahou jsem zvolil teplotu stěny 250 °C.

Analogickým výpočtem zjistím součinitele přestupu tepla.

$$V_{sp,ef} = \frac{(m_{pal} \cdot V_{Sp,Sk}^V) \cdot T_{sp}}{T_N} = \frac{(0,001578 \cdot 2,4364) \cdot (953 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{sp,ef} = 0,01726 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Nyní vypočítám rychlost spalín z rovnice, potřebný obsah kanálu jsem opět zjistil z modelu v programu Inventor, jeho hodnota je $S = 0,00344 \text{ m}^2$.

$$w_{sp} = \frac{V_{sp,ef}}{S} = \frac{0,01726}{0,00344} = 5,016 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Jelikož nejde o kruhový průřez, zjistím hydraulický průměr, obvod kanálu jsem zjistil z modelu v programu Inventor, jeho hodnota je $o = 0,29845$.

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{o} = \frac{4 \cdot 0,00344}{0,29845} = 0,0461 \text{ m}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10.6, charakteristický rozměr je mnou zvolen hydraulický obvod. Určující teplotou je naměřená teplota spalín $953 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Všechny potřebné veličiny zjistím za pomoci interpolace z přílohy 4.

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d_h}{\nu} = \frac{5,018 \cdot 0,04609}{164,04 \cdot 10^{-6}} = 1410$$

Z výsledku Reynoldsova kritéria vyplývá, že se jedná o proudění laminární, tedy pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.14. Součinitel pro krátké kanály jsem zjistil z příloh 8, kdy $\frac{l}{d} = 2,39$, velikost součinitele je $\varepsilon_L = 1,6662$. Velikost Pr je pro teplotu $953 \text{ }^{\circ}\text{C}$ rovna 0,5847.

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1} \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,74 \cdot (923 \cdot 0,5847)^{0,2} \cdot (20484 \cdot 0,5847)^{0,1} \cdot 1,6662$$

$$Nu = 11,8$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí. $\alpha_{sp,konvekce}$, dle vztahu 10.12.

$$\alpha_{sp4,konvekce} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} = \frac{11,8 \cdot 0,10447}{0,03898} = 25,728 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Přestup tepla radiací

Emisní součinitel volím $\varepsilon_s = 0,93$, tlak ve spalovací komoře bude roven tlaku okolí $P_0 = 98\,500 \text{ Pa}$.

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (\varepsilon_s + 1)$$

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (0,93 + 1) = 0,965$$

Parciální tlaky jednotlivých složek ovlivňující přenos tepla radiací volím ve všech kanálech stejné. Jedná se o zjednodušení, ale je velmi obtížné určit, ve kterém kanálu jde která složka.

$$P_{CO_2} = P_0 \cdot \frac{\omega_{CO_2}}{1} = 98500 \cdot \frac{0,093599}{1} = 9219,5 \text{ Pa}$$

$$P_{H_2O} = P_0 \cdot \frac{\omega_{H_2O}}{1} = 98500 \cdot \frac{0,145237}{1} = 14\,305,9 \text{ Pa}$$

Pro výpočet účinné tloušťky vrstvy jsem volil rovnici pro tloušťku vrstvy menší než 1 m. Hodnoty obsahu a objemu jsem opět odečetl z modelu v programu Inventor.

$$l = 3,4 \cdot \frac{V}{S} = 3,4 \cdot \frac{0,0003783}{0,00343859} = 0,374 \text{ m}$$

Pro zjištění emisivity oxidu uhličitého a vodní páry, z diagramu oxidu uhličitého nebo vodní páry v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy, je nutné zjistit součin dané veličiny.

$$P_{CO_2} \cdot l = 9219,5 \cdot 0,374 = 3448 \text{ m} \cdot \text{Pa}$$

$$P_{H_2O} \cdot l = 14\,305,9 \cdot 0,374 = 5350 \text{ m} \cdot \text{Pa}$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,076$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,079$$

Z diagramu oxidu uhličitého (příloha 5) nebo vodní páry (příloha 6) v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy, odečtu taktéž dané emisivity pro teplotu stěny $t_s=250 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\varepsilon_{CO_2,st} = 0,07$$

$$\varepsilon_{H_2O,st} = 0,139$$

Korekční součinitel β určím z přílohy 7. Dále určím emisní součinitel plynu, který obsahuje oxid uhličitý a vodní páru, ze vztahu 6.23. Do vzorce jsou dosazeny emisivity daných prvků pro teplotu spalín $953 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

$$\varepsilon_p = 0,076 + 1,065 \cdot 0,079 - (0,079 - 0,076)$$

$$\varepsilon_p = 0,157$$

Ze vztahu 6.25 zjistím absorpční součinitel.

$$A_p = \varepsilon_{CO_2,st} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O,st} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^n$$

$$A_p = 0,07 \cdot \left(\frac{1226,15}{523,15}\right)^{0,65} + 1,065 \cdot 0,139 \cdot \left(\frac{1226,15}{523,15}\right)^{0,5}$$

$$A_p = 0,348$$

Potřebnou hustotu tepelného toku zjistím z rovnice 6.24.

$$q_{p,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_p^4 - A_p \cdot T_s^4)$$

$$q_{p,s} = 0,965 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,157 \cdot 1226,15^4 - 0,348 \cdot 523,15^4)$$

$$q_{p,s} = 17992,33 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Podílem hustoty tepelného toku a rozdílu teplot zjistím součinitel přestupu tepla pro přenos tepla radiací, dle vztahu 10.12.

$$\alpha_{sp1, radiace} = \frac{q_{p,s}}{(t_{sp} - t_{st})} = \frac{17992,33}{(953 - 250)} = 25,59 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Celkový součinitel tepla tedy zjistím součtem součinitelů tepla radiací a konvekci dle rovnice 10.13.

$$\alpha_{sp1} = \alpha_{sp1, radiace} + \alpha_{sp1, konvekce}$$

$$\alpha_{sp1} = 25,59 + 25,728$$

$$\alpha_{sp1} = 53,318 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

V dalších výpočtech součinitele přestupu tepla α na straně spalin jsem postupoval obdobně jako v předcházejících výpočtech. Výsledky zjištěných hodnot jsou uvedeny v tabulce Tab. 10.2.

Místo výpočtu	Střední teplota spalin v daném místě [°C]	Teplota stěny v daném místě [°C]	Součinitel přestupu tepla α na straně spalin [W · m ⁻² · K ⁻¹]
2	539,4	200	30,999
3	495,5	120	28,679
4	953	250	58,57
5	539,4	200	34,944
6	495,5	120	32,541
7	398,9	100	21,31
8	363,6	100	20

Tab. 10.2 Vypočtené hodnoty součinitele přestupu tepla

Druhé a třetí místo výpočetní místo se nachází v prvním tahu kotle, ve větším kanálu. Výpočetní místa 4-6 se nacházejí v prvním tahu kotle, v menším kanálu. Výpočetní místa 7 a 8 se nachází již v druhém tahu kotle. Ve všech případech se jedná o laminární proudění.

Výstup spalin z kotle

Charakteristickým rozměrem je průměr výstupního kouřovodu $d = 0,16 \text{ m}$. Jako určující teplotu volím naměřenou teplotu spalin na výstupu $t_{sp} = 201 \text{ °C}$. Teplota stěny kouřovodu je naměřena $t_{st} = 150 \text{ °C}$. Objem spalin dle stechiometrických výpočtů $V_{Sp,Sk}^V = 7,74586 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$.

$$V_{sp,ef} = \frac{(m_{pal} \cdot V_{Sp,Sk}^V) \cdot T_{sp}}{T_N}$$

$$V_{sp,ef} = \frac{(0,001578 \cdot 7,74586) \cdot (201 + 273,15)}{273,15} = 0,02121 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost spalin zjistím dle rovnice 10.5.

$$w_{sp} = \frac{V_{sp,ef}}{S} = \frac{0,02121}{0,008559} = 1,055 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Reynoldsovo číslo zjistím dle rovnice 10.6, kdy dosazuji hodnoty pro určující teplotu, jako charakteristický rozměr volím vnitřní průměr kouřovodu.

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} = \frac{1,055 \cdot 0,16}{32,93 \cdot 10^{-6}} = 5128$$

Z výsledku vyplývá, že se jedná o přestup tepla v turbulentní oblasti, tedy Nusseltovo kritérium zjistím z rovnice 6.15. Součinitel pro krátké kanály volím, dle podílu $\frac{l}{d}$, jeho hodnota je $\varepsilon_L = 1,2475$. Velikost Prandtlova kritéria pro $t_{sp} = 201\text{ }^{\circ}\text{C}$ je $Pr = 0,6698$. Opravný součinitel pro neizotermické proudění je $\varepsilon_t = 1,0685$.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 5126^{0,8} \cdot 0,6698^{0,43} \cdot 1,0685 \cdot 1 \cdot 1,2475$$

$$Nu = 25,56$$

Součinitele přestupu tepla zjistím odvozením ze vztahu 10.7.

$$\alpha_{sp9, konvekce} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{25,56 \cdot 0,04018}{0,16} = 6,42 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Přestup tepla radiací

Emisní součinitel pro stěnu jsem zvolil $\varepsilon_s = 0,93$, tlak ve spalinovém traktu bude roven tlaku okolí $P_0 = 98\,500 \text{ Pa}$.

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (\varepsilon_s + 1)$$

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (0,93 + 1) = 0,965$$

Parciální tlaky jednotlivých složek ovlivňující přenos tepla radiací volím ve všech kanálech stejné. Jedná se o zjednodušení, ale je velmi obtížné určit, ve kterém kanálu proudí dany prvek.

$$P_{CO_2} = P_0 \cdot \frac{\omega_{CO_2}}{1} = 98500 \cdot \frac{0,093599}{1} = 9219,5 \text{ Pa}$$

$$P_{H_2O} = P_0 \cdot \frac{\omega_{H_2O}}{1} = 98500 \cdot \frac{0,145237}{1} = 14\,305,9 \text{ Pa}$$

Pro výpočet účinné tloušťky vrstvy jsem volil rovnici pro tloušťku vrstvy menší než 1 m. Hodnoty obsahu a objemu jsem opět odečetl z modelu v programu Inventor.

$$l = 3,4 \cdot \frac{V}{S} = 3,4 \cdot \frac{0,02011}{0,02011} = 3,4 \text{ m}$$

Pro zjištění emisivity oxidu uhličitého a vodní páry, z diagramu oxidu uhličitého nebo vodní páry v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy, je nutné zjistit součin dané veličiny.

$$P_{CO_2} \cdot l = 9219,5 \cdot 0,34 = 31346,3 \text{ m} \cdot Pa$$

$$P_{H_2O} \cdot l = 14\,305,9 \cdot 0,34 = 48640 \text{ m} \cdot Pa$$

Poté zjistím danou emisivitu prvků z přílohy 5 respektive 6 pro teplotu spalin

$$t_{sp} = 201^\circ C,$$

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,125$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,37$$

Z diagramu oxidu uhličitého nebo vodní páry v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy, odečtu taktéž dané emisivity pro teplotu stěny $t_{st} = 100^\circ C$.

$$\varepsilon_{CO_2,st} = 0,1356$$

$$\varepsilon_{H_2O,st} = 0,38$$

Korekční součinitel β určím z přílohy 7. Dále určím emisní součinitel plynu, který obsahuje oxid uhličitý a vodní páru, ze vztahu 6.23. Do vzorce jsou dosazeny emisivity daných prvků pro teplotu spalin $201^\circ C$.

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

$$\varepsilon_p = 0,125 + 1,09 \cdot 0,37 - (0,37 - 0,125)$$

$$\varepsilon_p = 0,2833$$

Nyní již mohu ze vztahu 6.25 zjistit absorpční součinitel, kde mocnitel n zjistím pro teplotu stěny.

$$A_p = \varepsilon_{CO_2,st} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^{0,65} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O,st} \cdot \left(\frac{T_p}{T_s}\right)^n$$

$$A_p = 0,135 \cdot \left(\frac{474,15}{423,15}\right)^{0,65} + 1,09 \cdot 0,38 \cdot \left(\frac{474,15}{423,15}\right)^{0,5}$$

$$A_p = 0,583$$

Potřebnou hustotu tepelného toku zjistím z rovnice 6.24.

$$q_{p,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_p^4 - A_p \cdot T_s^4)$$

$$q_{p,s} = 0,965 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,2833 \cdot 474,15^4 - 0,583 \cdot 423,15^4)$$

$$q_{p,s} = -239 \text{ W} \cdot m^{-2}$$



Obr. 10.3 Umístění termočlánků do kotle

Po dokončených úpravách jsem provedl v 6:49 hod. zátop, aby se kotel dostal do provozního režimu. Na řídicí jednotce jsem nastavil regulaci ventilátoru podle parametrů teploty spalin $t_{sp} = 225\text{ °C}$ a vody vystupující z kotle $t_{vody} = 78\text{ °C}$.

V 7:24 hod. jsem provedl první přiložení paliva, avšak kotel byl před měřením celou dobu venku, tudíž najetí kotle na konstantní výkon a vytvoření základní vrstvy pro měření trvalo delší dobu. První dobu regulérního měření jsem začal měřit v 9:11 hod., kdy jsem přiložil 11 kg paliva, toto množství paliva by mělo vydržet po dobu měření 2 hodiny.

Průtok vody $m_{vody} = 4,99\text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ jsem na chladicí vodě nastavil tak, abych dosáhl jmenovitého výkonu 22,5 kW. Tuto hodnotu jsem zjistil z výpočtu pro výkon kotle:

$$Q = m_{vody} \cdot cp_{vody} \cdot (T_{výstupní} - T_{chladící}) \quad [kW] \quad (10.13)$$

kde: cp_{vody} - měrná tepelná kapacita vody $[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$,
 m_{vody} - množství chladicí vody $[kg \cdot s^{-1}]$,
 $T_{výstupní}$ - teplota výstupní vody z kotle $[K]$,
 $T_{chladící}$ - teplota chladicí vody $[K]$.

Tah komínu jsem nastavil dle uživatelské příručky přiložené u kotle Lignator mezi hodnotami 18 - 25 Pa.

Měřenou dobu jsem ukončil v 11:12 hod., jelikož již nebylo dostatek paliva, jednotlivé teploty se podstatně snížily oproti normálnímu stavu.

Součet naměřených hodnot je k nahlédnutí v příloze Měření 1, zde příkládám v Tab. 10.4 průměrné naměřené hodnoty z jednotlivých měřicích míst.

Měřené místo	Kanál 1	Kanál 2	Kanál 3	Kanál 4	Kanál 5	Kanál 6	Kanál 7
Jednotky	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
Hodnota	1003,4	953,4	539,4	495,5	398,9	363,6	556,0

Tab. 10.4 Průměrné hodnoty naměřených teplot

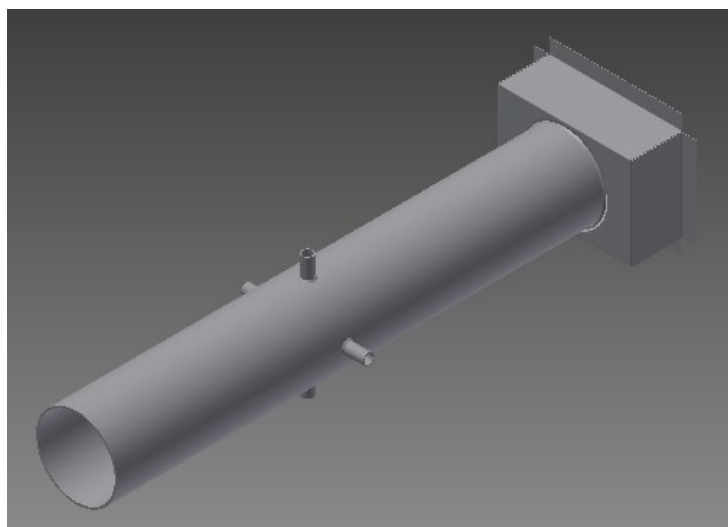
Naměřené hodnoty byly použity pro výpočet spalínové trati. Kanál 7 ukazuje termočlánek umístěný ve spalovací komoře, z naměřené hodnoty vyplývá, že zde nedochází ke správnému odhořívání.

b. 2. Měření – Měření emise a průtoku vzduchu

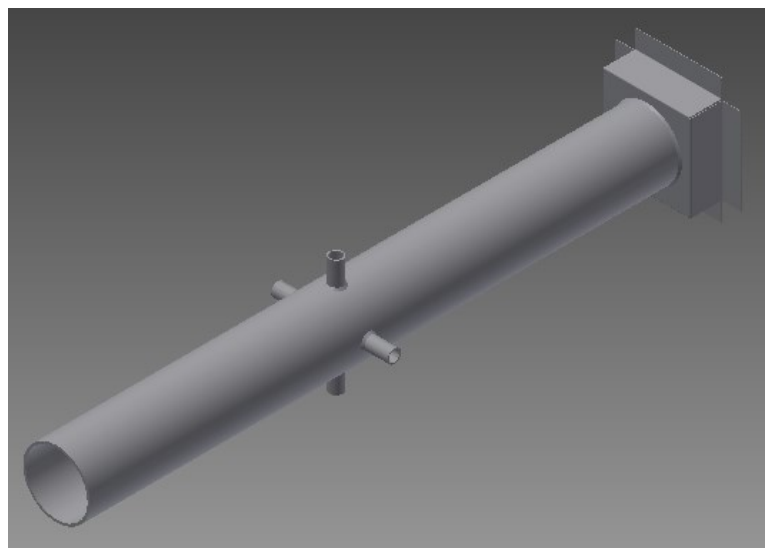
Typ kotle:	Lignator	Zkoušku provedl:	Piják
Výkon kotle:	22,5 kW	Datum zkoušky:	4. 2. 2014
Počet článků:	7 článků		
Palivo:	Měkké dřevo		

Tab. 10.5 Štítek 2. měření

V tomhle měření jsem zkoumal množství vzduchu vcházející do procesu spalování jednotlivými přívody. Za tímto účelem jsem zhotovil pro jednotlivé otvory měřicí tratě tak, aby odpovídaly dle požadavků normy. Měřicí tratě můžeme vidět na Obr. 10.4, respektive Obr. 10.5. Jednotlivé měřicí tratě mají průměry trubek pro sekundární vzduch $D_{sek} = 0,1\text{ m}$ a pro terciální vzduch $D_{sek} = 0,065\text{ m}$.



Obr. 10.4 Měřicí trať sekundární vzduch 1



Obr. 10.5 Měřicí trať terciální vzduch

Po usazení na jednotlivých měřicích trati na části kotle jsem již v 7:15 provedl zátop. Postupným přikládáním paliva jsem se snažil články kotle pořádně zahřát tak, aby se kotel ustálil na jmenovitém výkonu. Abych dosáhl rovnoměrného provozu kotle, nastavil jsem na řídicí jednotce kotle regulaci ventilátoru dle parametrů spalín $t_{sp} = 225\text{ °C}$ a teploty vody vystupující z kotle $t_{vody} = 78\text{ °C}$. První dobu měření jsem začal v 8:41. V této době jsem sledoval pouze hodnoty vzniklých škodlivin. V druhé měřené době, která začala 11:31 hod., jsem již začal měřit potřebné rychlosti vzduchu vstupujícího do kotle. Rychlosti jsem měřil pomocí vrtulkového anemometru s vyhodnocovací jednotkou Ahlborn. Jednotlivé měření rychlostí jsem prováděl dle předpisů o měřeních rychlostí, kdy je v každé trati rychlost měřena na 2 místech ve 4 polohách. Naměřené rychlosti jsou vidět v Tab. 10.6.

čas	Sekundární vzduch				Terciální vzduch	
	1	2	3	4	1	2
	m.s ⁻¹	m.s ⁻¹	m.s ⁻¹	m.s ⁻¹	m.s ⁻¹	m.s ⁻¹
11:13:26	1,51	1,55	1,35	1,23	1,54	1,43
11:24:24	1,36	1,26	1,06	0,93	1,08	1,02
11:34:14	1,38	1,33	1,39	1,03	1,45	1,26
11:48:56	1,41	1,35	1,29	1,25	1,41	1,32
11:54:50	1,49	1,38	1,53	1,54	1,65	1,31
12:23:04	2,15	1,98	2,04	2,38	1,98	1,32
12:32:00	2,76	2,74	2,8	2,98	2,03	1,53

Tab. 10.6 Naměřené hodnoty rychlosti

Měření rychlosti můžeme vidět na Obr. 10.6.



Obr. 10.6 Měření sekundárního vzduchu

Jelikož cílem měření bylo zjistit potřebné množství vzduchu, které proudí jednotlivými vstupy, zjistil jsem na základě času neoptimálnější hodnoty koncentrace škodlivých látek. Pro tuto hodnotu jsem vzal rychlost vzduchu a vypočetl jsem daný průtok.

Z měření vyplývá, že sekundárním vstupem vzduchu proudí do kotle $\dot{Q}_{sek} = 36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, terciálním vstupem proudí do dohořovací komory $\dot{Q}_{terc} = 16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Zjištěné průtoky jsou naměřeny pro stávající stav kotle. Aby byly zahovány stávající poměry, budou dané hodnoty dále používány při měřeních. Výsledkem první doby jsou zjištěné jednotlivé koncentrace škodlivin, ze kterých jsem se snažil vycházet při návrhu výměníku.

Souhrn všech hodnot je k nahlédnutí v příloze Měření 2, v tabulce Tab. 10.7 můžeme vidět průměrné hodnoty, které byly naměřeny.

	CO ₂	CO	CO	O ₂	Výstup	Vstup	Chladicí	Okolí	spaliny	průtok
	%	ppm	mg · m ⁻³	%	°C	°C	°C	°C	°C	m ⁻³ · hod ⁻¹
1. doba	11	1590	1684	9	85	62	11	28	186	0,29
2. doba	8	501	1501	13	77	56	10	29	189	0,30

Tab. 10.7 Hodnoty škodlivin 2. Měření

10.3.4 Analýza současného stavu v programu Ansys – CFX

Pro zhodnocení stávajícího stavu a navržení možného opatření pro snížení emise Co jsem se rozhodl pro vytvoření matematického modelu vnitřních prostor kotle. Pro tento účel jsem zvolil program ANSYS CFX.

Ansys – CFX je program pro řešení proudění médií, interakce mezi tělesem a médiem, tedy děje, které probíhají při proudění médií. Tj. od přestupu tepla až po změny skupenství a chemické reakce.

Program CFX řeší proudění metodou konečných prvků, kdy využívá diferenciálních rovnic. Analýza probíhá v těchto krocích:

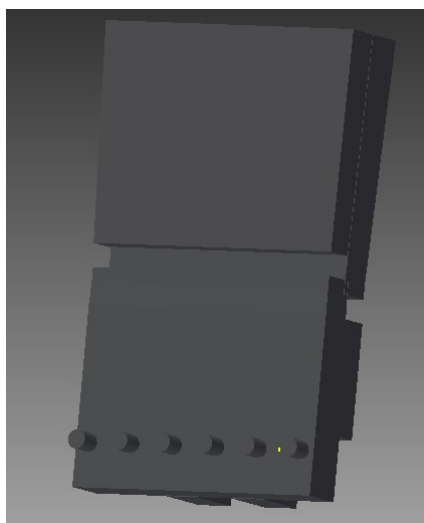
- Tvorba geometrie
- Vytvoření sítě
- Zadání počátečních a okrajových podmínek
- Numerické řešení
- Vyhodnocení výsledků

Odstavec byl vypracován na základě znalostí z literatury [27].

a. Vytvoření modelu a Sítě

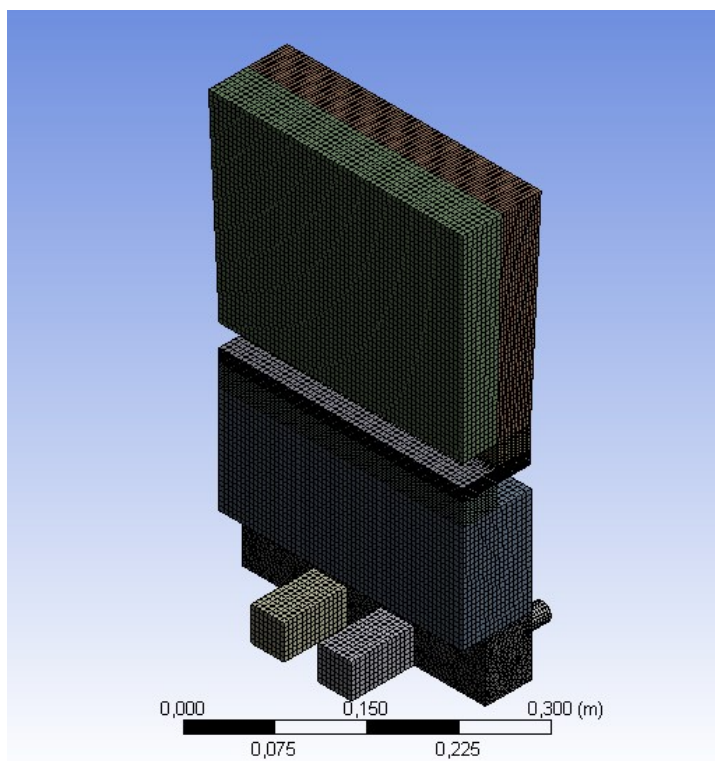
V mém případě se jedná především o proudění spalín a vzduchu uvnitř dohořivací komory, kde jsem identifikoval zdroj vysokých emisí CO. Pro simulaci a ověření stávajícího stavu spalování kotle jsem si nejdříve musel vytvořit v programu Inventor vnitřní prostor dohořivací komory Obr. 10.7.

V dalším kroku jsem model vnitřní části keramiky importoval do programu Ansys, kdy jsem v Geometry změnil nastavení jednotlivých těles jako fluid. Tedy nastavil jsem vnitřní část komory jako tekutinu.



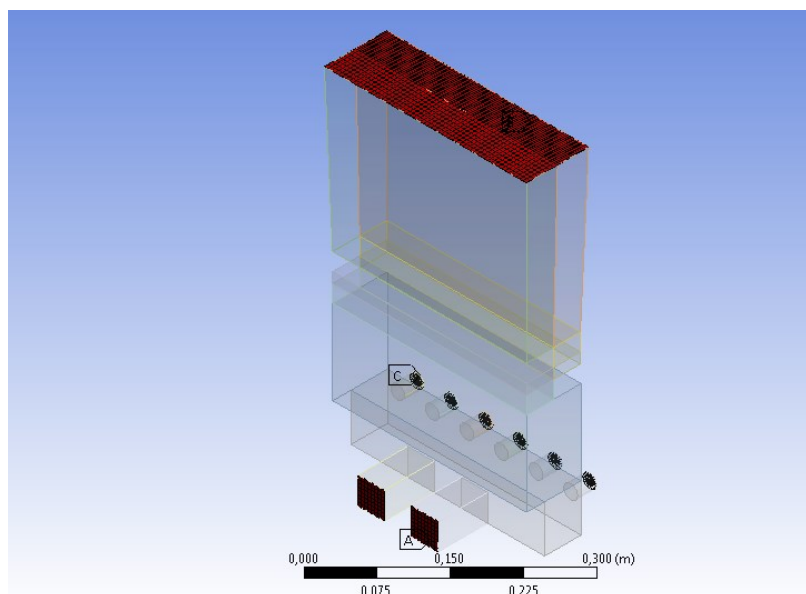
Obr. 10.7 Vnitřní prostor dohořivací komory

V prostředí „meshing“ jsem nechal automaticky vygenerovat síť modelu. Vytvořená síť však nesplňovala požadované parametry pro řešení, tudíž jsem musel pomocí příkazu mesh control - sizing zvětšit počet buněk na hodnotu min. 10 buněk na nevyhovující hraně. Upravená síť je zobrazena na Obr. 10.8.



Obr. 10.8 Síť modelu

Dále jsem nadefinoval jednotlivé vstupy medií a výstup vzniklé směsi Obr. 10.9. Jelikož se nejedná o adiabatický model, bylo potřeba nadefinovat i potřebné plochy stěn.



Obr. 10.9 Vstupy a výstupy medií

S takto připraveným modelem jsem již mohl dostatečně pracovat v podprogramu CFX.

b. Okrajové podmínky

Při výpočtu modelu je nejdůležitějším parametrem pro vyhodnocení nadefinování co nejpřesnějších okrajových podmínek. Hodnoty jednotlivých veličin, které jsem použil jako okrajové podmínky, jsem zjistil počátečním měřením (kapitola 10.3.3).

Co se týče parametrů spalín, jsou použity hodnoty z kapitoly 10.2 vyjádřeny v hmotnostních koncentracích. Výstupní tlak a teploty jednotlivých stěn vhodně zvoleny. Media jsou voleny jako ideální vzduch a spaliny jsem zadal jako koncentraci plynů CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 .

V dalším kroku jsem nastavil hodnoty pro vstupující vzduch i spaliny, tyto hodnoty jsou nastaveny v Tab. 10.8. Všechny okrajové podmínky pro model jsou popsány v Tab. 10.9.

Okrajová podmínka	Nastavení vzduchu	Nastavení spalín
Turbulence	High – Intensity = 10%	High – Intensity = 10%
Režim průtoku	Subsonic	Subsonic
Směr průtoku	Normal to Boundary condition	Normal to Boundary condition

Tab. 10. 8 Základní podmínky pro nastavení spalín a vzduchu

Okrajová podmínka	Hodnota	Jednotka
Teplota spalín na vstupu	1099	$^{\circ}\text{C}$
Teplota vzduchu	40	$^{\circ}\text{C}$
Teplota zadní stěny keramiky	250	$^{\circ}\text{C}$
Teplota vnitřní stěny keramiky	450	$^{\circ}\text{C}$
Teplota boční stěny keramiky	350	$^{\circ}\text{C}$
Množství terciálního vzduchu	0,00526	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Množství spalín	0,15866	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Koncentrace CO_2	0,14	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Koncentrace H_2O	0,1022	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Koncentrace N_2	0,38	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Koncentrace O_2	0,3778	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak na výstupu	-25	Pa

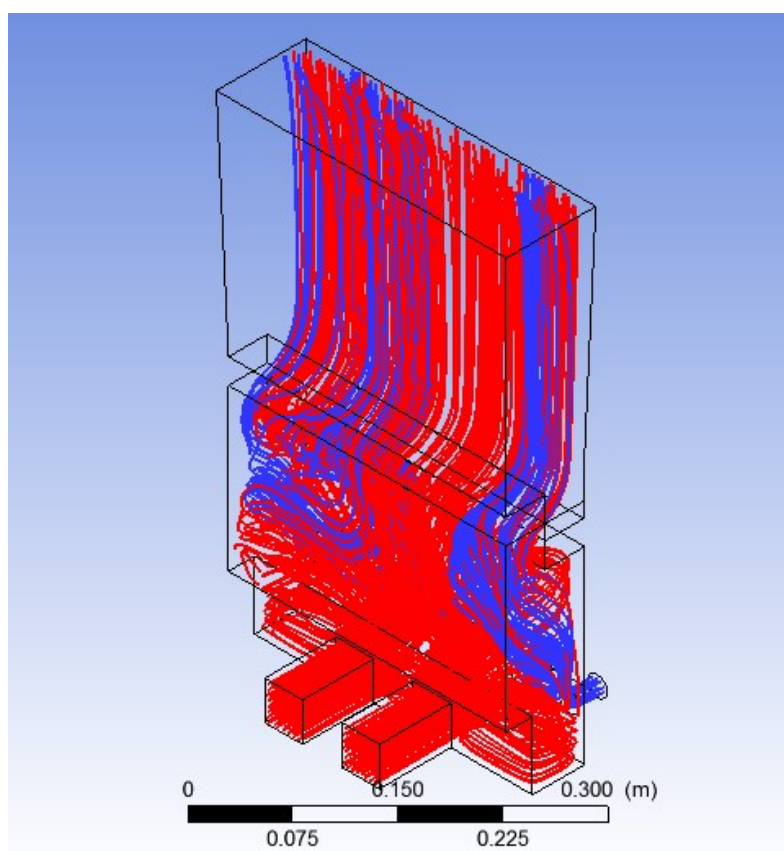
Tab. 10. 9 Základní podmínky pro výpočtový model

Po nastavení okrajových podmínek, jsem spustil daný výpočet.

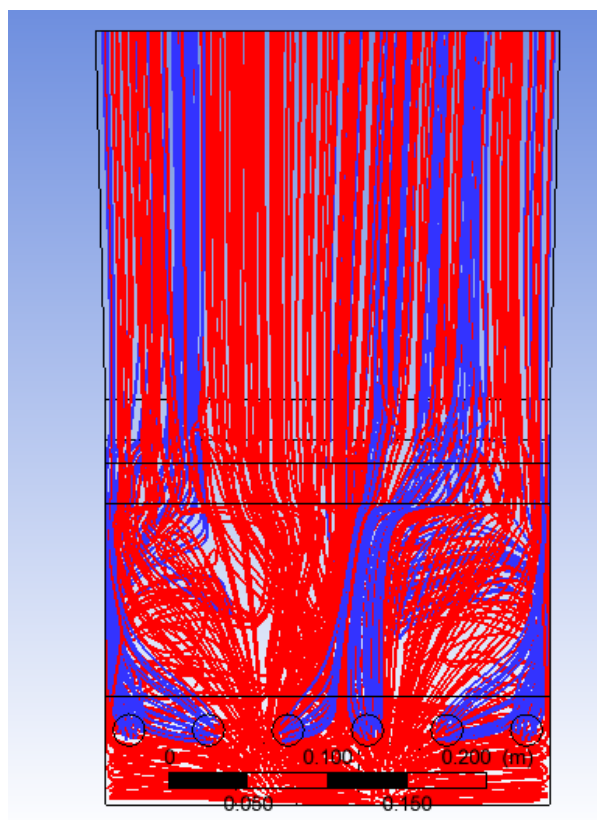
c. Výsledky

Výsledkem výpočtu je analýza jak proudění přiváděného vzduchu do dospalovacího procesu, tak i proudění spalin v dohořivací komoře. S ohledem na zjednodušení matematického modelu jsem zanedbal samotný proces odhořívání CO. Soustředil jsem se především na proudění medií a zjednodušený teplotní profil.

Z obrázků 10.10 a 10.11 lze potvrdit mou předešlou úvahu, že vzduch vstupující do spalovací komory se nezavíří a nesmísí se dostatečně se spalinami. Na uvedených obrázcích je proud spalin značen červenou barvou, proud vzduchu je znázorněn barvou modrou. Vzduch z krajních a středních otvorů se „plazí“ po stěnách keramiky a nevstupuje do prostoru. Poté dále obtéká výstupky v keramice.

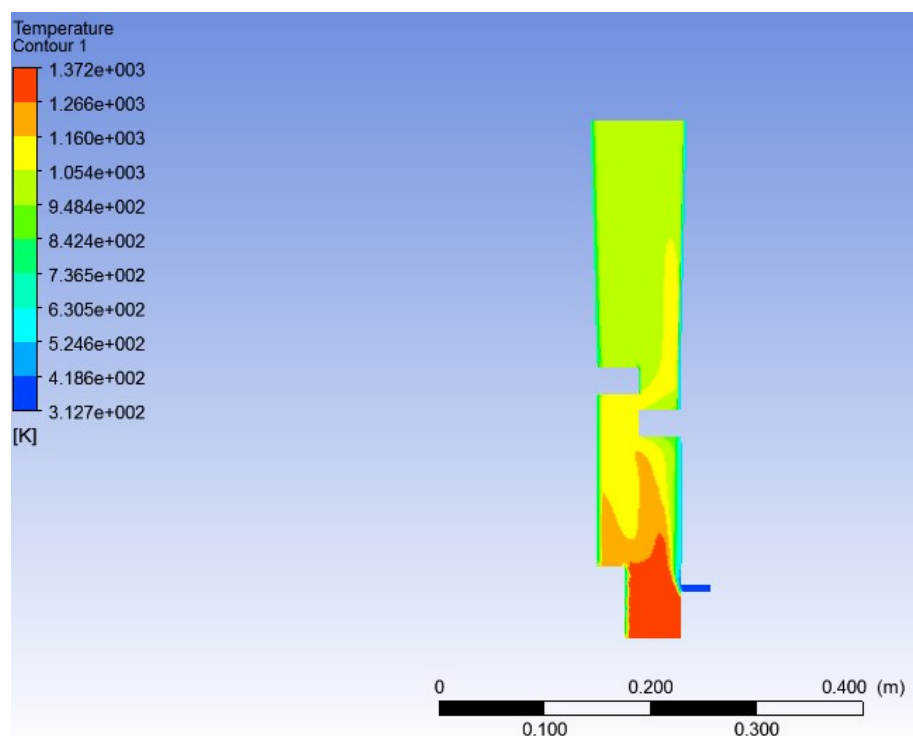


Obr. 10.11 Pohled na boční stěny keramiky



Obr. 10.12 Zadní pohled proudění vzduchu vnitřní část keramiky

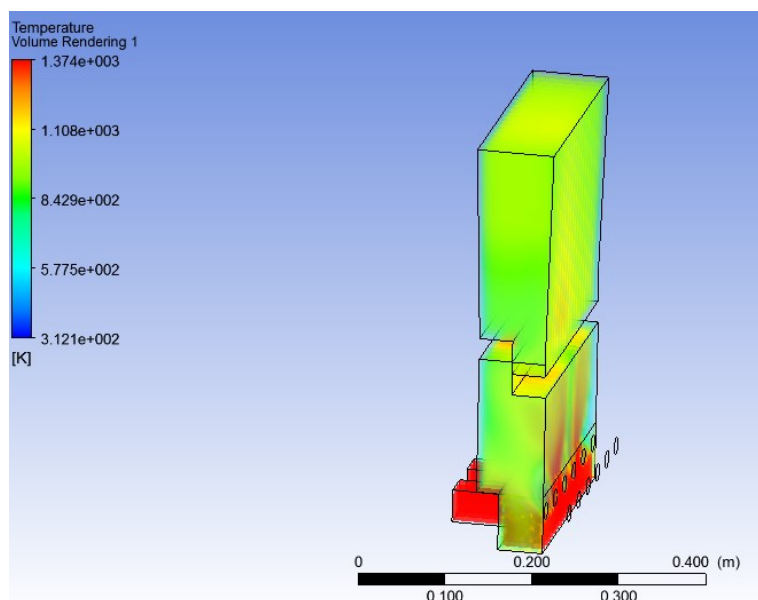
Důležitým výsledkem výpočtu je teplotní pole komory Obr. 10.13. Toto teplotní pole získám vytvořením roviny v ose Y-Z.



Obr. 10.13 Teplotní pole v dohořivací komoře

Na obrázku 10.13 je opět vidět, jak se vstupující vzduch line po stěnách keramiky.

Teplotní pole uvádí rozdělení teplot v profilu keramiky. Největší teplota 1372 K se nachází ve spodní části vnitřního keramiky, tedy v místě kde vstupují spaliny. Naopak teplota nejnižší se nachází již v místě vstupujícího terciálního vzduchu. Po proudu spalin dochází k předávání tepla stěnám keramiky, tudíž se spaliny začínají ochlazovat. Při vyrendrování celé keramiky zjistím celkové teplotní pole v keramice, viz. Obr. 10.14.



Obr. 10.14 Teplotní pole celé keramiky

10.4 Návrh opatření pro snížení emisí CO

Při návrhu snížení emisí oxidu uhelnatého jsem vycházel ze současného stavu kotle. Dále jsem využil znalostí procesu tvorby a spalování oxidu uhelnatého, kdy se jeho množství snižuje díky přebytku vzduchu, resp. vhodnému přívodu spalovacího vzduchu. Díky konstrukci kotle Lignator je složité zasahovat do vyrobených článků, ze kterých se kotel skládá. Emise je možné snižovat dvěma způsoby, a to upravením tvaru keramiky komory, kde dochází k dohořívání nebo druhou možnou variantou snížení emisí CO je úprava přívodu a teploty spalovacího terciálního vzduchu.

První možností snížení CO je delší setrvání spalin v keramické dohořivací komoře, v oblasti s dostatečně vysokou teplotou.

Po konzultaci s pracovníky firmy Viadrus a.s. jsem zjistil, že tento způsob snížení emisí byl již realizován, avšak výsledek se nedostavil. U většiny případů byl pozměněn vnitřní prostor dohořivací komory, kdy se na stěnách zkoušely různé cesty Obr. 10.15.



Obr. 10.15 Výzkum keramiky

Vznikly tak kanály pro delší setrvání spalín ve vysoké teplotě, došlo taky ke zpomalení spalín. Dalším výzkumem se zaměstnanci snažili upravit trysku, kudy jsou spaliny nasávány do keramické komory, kdy se zvětšovaly otvory nebo se vyrobil pouze jediný otvor, avšak i tyto změny vedly k neúspěchu.

Se všemi těmito informacemi jsem se proto rozhodl pro jinou variantu snížení emisí oxidu uhelnatého.

Po provedení analýzy jsem identifikoval jako problematický s ohledem na emise CO přívod terciálního vzduchu. Tok terciálního vzduchu zde není v celkové potřebě bezvýznamný, vzduch slouží pro dopálení nespáleného chemického nedopalu, CO.

Pro průběh reakce je zapotřebí odpovídající teplotní okno, doba setrvání a především co nejlepší promíchání spalín se vzduchem. S ohledem na vysokou viskozitu spalín při vysokých teplotách jsem tento problém identifikoval jako první, dále jsem se zaměřil na správnost přívodu vzduchu s ohledem na místo přívodu a teplotu v místě přívodu.

Na matematickém modelu, jak je ukázáno výše, hodnotím současný přívod vzduchu jako nevhodný. V oblasti požadované teploty nedochází k dostatečnému promíchání vzduchu se spalínami.

Tyto dva proudy nejsou promíchávány a odvod tepla keramikou ochlazuje spaliny na tolik, že v prostoru, kde k promíchání dojde, není již dostatečná teplota.

Dále jsem se rozhodl zvýšit teplotu vzduchu, tak aby nebyl prostor dolní části komory přiváděným terciálním vzduchem „vychlazován“. Rozhodl jsem se navrhnout ohřev terciálního vzduchu, což umožní trubkový výměník, umístěný uvnitř keramické komory. Převodu tedy část tepelné energie z horní části spalovací komory, kterou odeberu spalínám a předám vzduchu, do reakční zóny. Tento výměník byl koncipován pro fázi výzkumu v rámci této práce, v dalším kroku optimalizace pak předpokládám nahrazení kovového výměníku systémem keramických kanálů. Pro ověření optimalizačních variant je tento výměník dostačující.

Abych zjistil potřebnou délku výměníku tepla, sestavil jsem tepelný výpočet pro přestup tepla ze spalín k ohřívánému vzduchu. V první fázi výpočtu jsem si zvolil teplotu vzduchu 700 °C, viz následující kapitola výpočtu.

První myšlenka byla vytvořit hada z nerezových trubek, kde by konec byl vyroben ve tvaru „T“, do něj by byly vyvrtány díry pro rovnoměrný přívod vzduchu do dohořivací komory. Jednotlivé díly by se svařily do jednoho celku. Tato konstrukce by byla složitá a nezajistila by se dostatečná těsnost svaru. Dále by se mohl vyskytnout problém související s teplotami ve spalovací komoře, kdy by se mohly svary porušit.

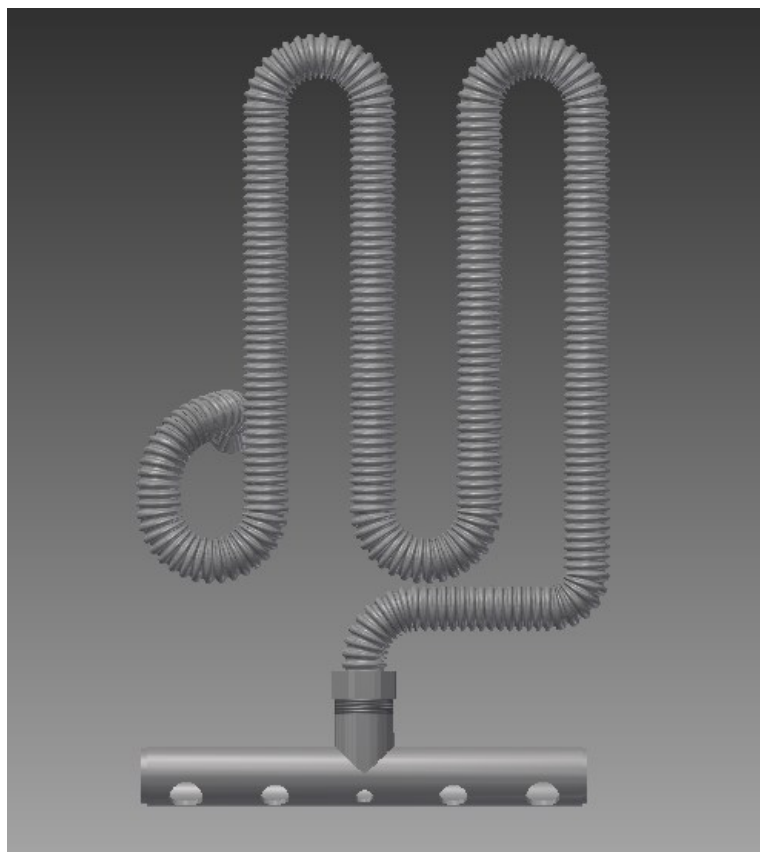
Proto jsem přešel k variantě vytvoření výměníku z pružného nerezového vlnovce. Výhodami vlnovce jsou jeho dobrá tvárnost, malá tloušťka stěny a velká činná plocha, tudíž není potřeba velké délky.

Had je tedy natvarován z nerezového vlnovce o vnějším průměru $D = 0,026$ m tak, aby se nedotýkal svou konstrukcí bočních stěn keramiky.

Nerezový vlnovec je odolný vůči agresivnímu prostředí, je dobře tvárný a snáší vysoké teploty, proto je pro testování nejvhodnější. Na spodní části vlnovce je převlečnou maticí se závitem M32 x 2 připevněn „T“ kus vyrobený z nerezové trubky o průměru 3/4“. K trubce jsou na obou stranách přivařena víčka. Ve vodorovné části „T“ kusu je vyvrtáno 5 výstupních děr pro rovnoměrné rozvedení vzduchu do dohořivací komory.

Aby byla výtoková rychlost ve všech výstupních otvorech přibližně stejná, vytvořil jsem díry tak, aby se od prostřední díry zvětšovaly. Výměník můžeme vidět na Obr. 10.16.

Před umístěním navrhnutého výměníku jsem musel provést menší úpravy na keramice i na samotném kotli. Co se týče keramiky, bylo zapotřebí vyvrtat otvor o průměru 34 mm do stěny keramiky, pro vysunutí hada, abych mohl přivádět vzduch.



Obr. 10.16 Navržený výměník

Další úpravou byla odstranění části vodorovné překážky, pro usazení hada, aby bylo možné do keramiky nasunout trysku. Po provedení těchto úprav již bylo možné hada z vlnovce do keramiky vložit, vloženého hada můžeme vidět na Obr. 10.17.

Délka výměníku, dle výpočtu uvedené v kapitole 10.4.1 je $l = 1,62$ m.

Aby navrhnutý výměník správně fungoval, musel jsem upravit i zadní část kotle, kdy jsem vložil do stávajícího otvoru pro terciální vzduch plechovou krabičku Obr. 10.18, kterou jsem utěsnil po stranách silikonem. Tato úprava zabraňuje přisávání vzduchu do dohořivací komory jako při současném stavu.



Obr. 10.17 Výměník vložený v keramice



Obr. 10.18 Úprava terciálního otvoru

10.4.1 Výpočet výměníku

a. Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vzduchu proudícího kanálem

Daný výpočet provádím pouze jako orientační pro použití hladké trubky.

Jelikož se jedná o krátké úseky vlnovce a turbulentní proudění, z přílohy 9 volím pro Reynoldsovo kritérium $Re = 2 \cdot 10^4$ pro hodnotu $l/d = 10,6$ součinitel pro krátké trubky $\varepsilon_l = 1,174$. Jelikož hodnota není přímo určena v tabulce je potřeba provést lineární interpolaci.

Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplotu 23 °C

$$V_{Vz,ef} = \frac{V_{Vz,Ter}^V \cdot T_{Vz}}{T_N} = \frac{\left(\frac{16}{3600}\right) \cdot (23 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{Vz,ef} = 0,00482 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Obsah trubky zjistím ze vztahu 10.14.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (10.14)$$

kde: d – průměr trubky $[\text{m}]$,

π – Rudlofovo číslo $[1]$.

$$S = \frac{\pi \cdot 0,021^2}{4} = 0,00035 \text{ m}^2$$

Nyní vypočítám rychlost vzduchu na vstupu do trubky výměníku dle vztahu.

$$w_{Vz} = \frac{V_{Vz,ef}}{S} = \frac{0,00482}{0,0035} = 13,912 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10.6. Charakteristický rozměr, volím průměr trubky $d = 0,021 \text{ m}$. Určující teplotou zvolena teplota vzduchu 23 °C. Všechny potřebné veličiny zjistím za pomoci interpolace z přílohy 1.

$$Re = \frac{w_{Vz} \cdot d}{\nu} = \frac{13,912 \cdot 0,021}{15,345 \cdot 10^{-6}} = 19039$$

Z výsledku Reynoldsova kritéria vyplývá, že se jedná o proudění turbulentní, tedy pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.17. Součinitel pro krátké kanály jsem zjistil z příloh 8. Velikost Pr je pro teplotu 23 °C rovna $Pr = 0,7024$.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 19039^{0,8} \cdot 0,7024^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,174$$

$$Nu = 56,19$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí α , dle vztahu 10.7.

$$\alpha_{Vz1} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{56,19 \cdot 0,02616}{0,021} = 70 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Abych dosáhl zpřesnění součinitele přestupu tepla, rozdělíme si výměník na jednotlivé úseky dle teplot. Pro tyto úseky poté zjistíme jednotlivé hodnoty součinitele. Jednotlivé výpočty budou totožná jako předešlý výpočet.

Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplotu 100 °C

$$V_{Vz,ef} = \frac{V_{Vz,Ter}^V \cdot T_{Vz}}{T_N} = \frac{\left(\frac{16}{3600}\right) \cdot (100 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{Vz,ef} = 0,00607 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Obsah trubky je určen ze vztahu $S = 0,00035 \text{ m}^2$.

Nyní vypočítám rychlost vzduchu z rovnice.

$$w_{Vz} = \frac{V_{Vz,ef}}{S} = \frac{0,00607}{0,0035} = 17,53 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10.6. Charakteristický rozměr, volím průměr trubky $d = 0,021 \text{ m}$. Určující teplotou zvolena teplota vzduchu 100 °C.

$$Re = \frac{w_{Vz} \cdot d}{\nu} = \frac{17,53 \cdot 0,021}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 15915$$

Jedná se o turbulentní proudění pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.17.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 15915^{0,8} \cdot 0,688^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,174$$

$$Nu = 48,15$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekci α , dle vztahu 10.7.

$$\alpha_{Vz2} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{48,15 \cdot 0,0321}{0,021} = 73,59 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplotu 200 °C

$$V_{Vz,ef} = \frac{V_{Vz,Ter}^V \cdot T_{Vz}}{T_N} = \frac{\left(\frac{16}{3600}\right) \cdot (200 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{Vz,ef} = 0,0077 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Obsah trubky je určen ze vztahu $S = 0,00035 \text{ m}^2$.

Nyní vypočítám rychlost vzduchu z rovnice 8.5, kde dosazuji místo hodnoty.

$$w_{Vz} = \frac{V_{Vz,ef}}{S} = \frac{0,0077}{0,0035} = 22,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10.6. Charakteristický rozměr, volím průměr trubky $d = 0,021 \text{ m}$. Jako určující teplota je zvolena teplota vzduchu $200 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Re = \frac{w_{Vz} \cdot d}{\nu} = \frac{22,23 \cdot 0,021}{34,85 \cdot 10^{-6}} = 13394$$

Jedná se o turbulentní proudění pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.17.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 13394^{0,8} \cdot 0,68^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,174$$

$$Nu = 41,82$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí α , dle vztahu 10.7.

$$\alpha_{Vz3} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{41,82 \cdot 0,0393}{0,021} = 78,265 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplotu $300 \text{ }^\circ\text{C}$

$$V_{Vz,ef} = \frac{V_{Vz,Ter}^V \cdot T_{Vz}}{T_N} = \frac{\left(\frac{16}{3600}\right) \cdot (300 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{Vz,ef} = 0,00933 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Obsah trubky je určen ze vztahu $S = 0,00035 \text{ m}^2$.

Nyní vypočítám rychlost z rovnice 10.5.

$$w_{Vz} = \frac{V_{Vz,ef}}{S} = \frac{0,00933}{0,00035} = 26,925 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10.5. Charakteristický rozměr, volím průměr trubky $d = 0,021 \text{ m}$. Určující teplotou zvolena teplota vzduchu $300 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Re = \frac{w_{Vz} \cdot d}{\nu} = \frac{26,925 \cdot 0,021}{48,33 \cdot 10^{-6}} = 11699$$

Jedná se o turbulentní proudění pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.17.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 12756^{0,8} \cdot 0,674^{0,43} \cdot 1 \cdot 1$$

$$Nu = 37,39$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí. α , dle vztahu 10.7.

$$\alpha_{Vz4} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{37,39 \cdot 0,046}{0,021} = 81,906 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplotu 400 °C

$$V_{Vz,ef} = \frac{V_{Vz,Ter}^V \cdot T_{Vz}}{T_N} = \frac{\left(\frac{16}{3600}\right) \cdot (400 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{Vz,ef} = 0,01095 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Obsah trubky je určen ze vztahu $S = 0,00035 \text{ m}^2$.

Nyní vypočítám rychlost vzduchu.

$$w_{Vz} = \frac{V_{Vz,ef}}{S} = \frac{0,01095}{0,00035} = 31,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10.6. Charakteristický rozměr, volím průměr trubky $d = 0,021 \text{ m}$. Určující teplotou zvolena teplota vzduchu 400 °C.

$$Re = \frac{w_{Vz} \cdot d}{\nu} = \frac{31,62 \cdot 0,021}{63,09 \cdot 10^{-6}} = 10526$$

Jedná se o turbulentní proudění pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.17.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 10526^{0,8} \cdot 0,678^{0,43} \cdot 1 \cdot 1,174$$

$$Nu = 34,445$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí. α , dle vztahu 10.7.

$$\alpha_{Vz5} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{34,445 \cdot 0,0521}{0,021} = 85,45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplotu 500 °C

$$V_{Vz,ef} = \frac{V_{Vz,Ter}^V \cdot T_{Vz}}{T_N} = \frac{\left(\frac{16}{3600}\right) \cdot (500 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{Vz,ef} = 0,01258 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Obsah trubky je určen ze vztahu $S = 0,00035 \text{ m}^2$.

Nyní vypočítám rychlost vzduchu.

$$w_{Vz} = \frac{V_{Vz,ef}}{S} = \frac{0,0126}{0,00035} = 36,321 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10.6. Charakteristický rozměr, volím průměr trubky $d = 0,021 \text{ m}$. Určující teplotou zvolena teplota vzduchu 500 °C.

$$Re = \frac{w_{Vz} \cdot d}{\nu} = \frac{36,321 \cdot 0,021}{79,38 \cdot 10^{-6}} = 9609$$

Jedná se o turbulentní proudění pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.17.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 9609^{0,8} \cdot 0,687^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,174$$

$$Nu = 32,2$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí. α , dle vztahu 10.7.

$$\alpha_{Vz6} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{32,2 \cdot 0,0574}{0,021} = 88,05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplotu 600 °C

$$V_{Vz,ef} = \frac{V_{Vz,Ter}^V \cdot T_{Vz}}{T_N} = \frac{\left(\frac{16}{3600}\right) \cdot (600 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{Vz,ef} = 0,01419 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Obsah trubky je určen ze vztahu $S = 0,00035 \text{ m}^2$.

Nyní vypočítám rychlost vzduchu.

$$w_{Vz} = \frac{V_{Vz,ef}}{S} = \frac{0,01419}{0,00035} = 40,54 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10. 6. Charakteristický rozměr, volím průměr trubky $d = 0,021$ m. Určující teplotou zvolena teplota vzduchu 600 °C.

$$Re = \frac{w_{VZ} \cdot d}{\nu} = \frac{40,54 \cdot 0,021}{96,89 \cdot 10^{-6}} = 8786$$

Jedná se o turbulentní proudění pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.17.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 8786^{0,8} \cdot 0,699^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,174$$

$$Nu = 30,2$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí α , dle vztahu 10.7.

$$\alpha_{VZ7} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{30,2 \cdot 0,0622}{0,021} = 89,45 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro teplotu 700 °C

$$V_{VZ,ef} = \frac{V_{VZ,Ter}^V \cdot T_{VZ}}{T_N} = \frac{\left(\frac{16}{3600}\right) \cdot (700 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{VZ,ef} = 0,01583 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Obsah trubky je určen ze vztahu $S = 0,00035 \text{ m}^2$.

Nyní vypočítám rychlost vzduchu.

$$w_{VZ} = \frac{V_{VZ,ef}}{S} = \frac{0,01583}{0,00035} = 45,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10. 6. Charakteristický rozměr, volím průměr trubky $d = 0,021$ m. Určující teplotou zvolena teplota vzduchu 700 °C.

$$Re = \frac{w_{VZ} \cdot d}{\nu} = \frac{45,24 \cdot 0,021}{115,4 \cdot 10^{-6}} = 8323$$

Jedná se o turbulentní proudění pro výpočet Nusseltova kritéria použijeme vztah 6.17.

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon_L$$

$$Nu = 0,021 \cdot 8323^{0,8} \cdot 0,706^{0,43} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,174$$

$$Nu = 29,05$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí α , dle vztahu 10.7.

$$\alpha_{VZ8} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{29,05 \cdot 0,0671}{0,021} = 92,82 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výslednou hodnotu součinitele přestupu tepla zjistím aritmetickým průměrem ze všech vypočtených hodnot dle vztahu 10.15. Tuto hodnotu budu používat v dalších výpočtech.

$$\alpha_{Vz,celk} = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_{Vz}}{n} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (10.15)$$

kde: n – počet položek [1],
 α_{Vz} – součinitel přestupu vzduchu $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$.

$$\alpha_{Vz,celk} = \frac{\alpha_{Vz,1} + \alpha_{Vz,2} + \alpha_{Vz,3} + \alpha_{Vz,4} + \alpha_{Vz,5} + \alpha_{Vz,6} + \alpha_{Vz,7} + \alpha_{Vz,8}}{8}$$

$$\alpha_{Vz,celk} = \frac{70 + 73,59 + 78,265 + 81,906 + 85,45 + 88,05 + 89,45 + 92,82}{8}$$

$$\alpha_{Vz,celk} = 82,44 \text{ W} \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

b. Výpočet součinitele přestupu tepla na straně spalín obtékajících trubku výměníku.

Nejdříve zjistím efektivní objem spalín ze vztahu 10.4 pro teplotu spalín v keramice $t_{sp} = 939 \text{ }^{\circ}\text{C}$, jenž je střední hodnotou teplot, zjištěného za matematického modelu v počátečním stavu.

$$V_{sp,ef} = \frac{(m_{pal} \cdot V_{Sp,Sk}^V) \cdot T_{sp}}{T_N}$$

$$V_{sp,ef} = \frac{(0,001578 \cdot 7,745864) \cdot (939 + 273,15)}{273,15}$$

$$V_{sp,ef} = 0,05424 \text{ m}^3 \cdot s^{-1}$$

Pro výpočet rychlosti spalín je jako průřez vnitřní části keramiky $S = 0,014874 \text{ m}^2$.

Nyní vypočítám rychlost z rovnice 10.5.

$$w_{sp} = \frac{V_{sp,ef}}{S} = \frac{0,05424}{0,014874} = 3,65 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

Hodnotu Reynoldsova kritéria zjistím ze vztahu 10.5. Charakteristický rozměr, vnější průměr trubky výměníku $d = 0,0213 \text{ m}$. Stanovil jsem určující teplotou spalín $939 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot d}{\nu} = \frac{3,65 \cdot 0,0213}{161,002 \cdot 10^{-6}} = 483$$

U výpočtu obtékání vloženého výměníku spaliny je použit vztah pro vynucenou konvekci při obtékání těles. V mém případě jsem zvolil pro výpočet variantu proudění podélně vzhledem k jedné trubce, dle vztahu 10.16.

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Gr^{0,1} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad [1] \quad (10.16)$$

kde:

Re – hodnota Reynoldsova kritéria	[1],
Gr – hodnota Grashofova kritéria	[1],
Pr – hodnota Prandtlova kritéria	[1],
Pr _s – hodnota Prandtlova kritéria pro stěnu	[1],
c – konstanta	[1],
n – konstanta	[1].

Hodnoty Pr = 0,5861 a Pr_s=0,6161 jsou odečteny z přílohy 4. Teplotu stěny uvažuji 638,75°C, jedná se o střední teplotu mezi střední teplotou vzduchu a střední teplotou spalin.

$$Nu = 0,17 \cdot 483^{0,33} \cdot 0,5861^{0,43} \cdot 1461^{0,1} \cdot \left(\frac{0,5861}{0,6161}\right)^{0,25}$$

$$Nu = 2,13$$

Zjistím součinitele přestupu tepla konvekcí. α , dle vztahu 10.7. Pro určující teplotu spalin je $\lambda = 10,351 \cdot 10^{-2} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$.

$$\alpha_{sp} = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{2,13 \cdot 0,10351}{0,0213} = 10,35 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Přestup tepla radiací

Emisní součinitel pro stěnu jsem zvolil $\varepsilon_s = 0,93$, tlak ve spalovací komoře bude roven tlaku okolí $P_0 = 98\,500 \text{ Pa}$.

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (\varepsilon_s + 1)$$

$$\varepsilon'_s = 0,5 \cdot (0,93 + 1) = 0,965$$

Parciální tlaky jednotlivých složek ovlivňující přenos tepla radiací volím ve všech kanálech stejné.

$$P_{CO_2} = P_0 \cdot \frac{\omega_{CO_2}}{1} = 98500 \cdot \frac{0,093599}{1} = 9219,5 \text{ Pa}$$

$$P_{H_2O} = P_0 \cdot \frac{\omega_{H_2O}}{1} = 98500 \cdot \frac{0,145237}{1} = 14\,305,9 \text{ Pa}$$

Pro výpočet účinné tloušťky vrstvy jsem volil vztah 10.11. Hodnoty obsahu a objemu jsem odečetl z modelu v programu Inventor.

$$l = 3,4 \cdot \frac{V}{S} = 3,4 \cdot \frac{0,0003783}{0,00343859} = 0,374 \text{ m}$$

Pro zjištění emisivity oxidu uhličitého a vodní páry, z diagramu oxidu uhličitého nebo vodní páry v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné vrstvy.

$$P_{CO_2} \cdot l = 9219,5 \cdot 0,374 = 3448 \text{ m} \cdot \text{Pa}$$

$$P_{H_2O} \cdot l = 14\,305,9 \cdot 0,374 = 5350 \text{ m} \cdot \text{Pa}$$

Poté zjistím danou emisivitu prvků z přílohy 5 respektive 6.

$$\varepsilon_{CO_2} = 0,078$$

$$\varepsilon_{H_2O} = 0,071$$

Ze příloh 5 a 6, odečtu dané emisivity pro teplotu stěny $t_s = 638,75 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\varepsilon_{CO_2,st} = 0,085$$

$$\varepsilon_{H_2O,st} = 0,1$$

Korekční součinitel β určím z přílohy 7.

Emisní součinitel spalin, určím ze vztahu 6.25. Do vztahu jsem dosadil emisivity daných prvků pro teplotu spalin 939°C .

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon$$

$$\varepsilon_p = 0,078 + 1,085 \cdot 0,071 - (0,078 - 0,071)$$

$$\varepsilon_p = 0,148$$

Ze vztahu 6.27 vypočítám absorpční součinitel, kde mocnitel n zjistím pro teplotu stěny.

$$A_p = 0,085 \cdot \left(\frac{1212,15}{911,15}\right)^{0,65} + 1,085 \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{1212,15}{911,15}\right)^{0,45}$$

$$A_p = 0,226$$

Potřebnou hustotu tepelného toku zjistím z rovnice 6.26.

$$q_{p,s} = \varepsilon'_s \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_p \cdot T_p^4 - A_p \cdot T_s^4)$$

$$q_{p,s} = 0,965 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot (0,148 \cdot 1212,15^4 - 0,226 \cdot 911,15^4)$$

$$q_{p,s} = 8959,5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$$

Dále zjistím ze vztahu 10.12 součinitele přestupu tepla pro přenos tepla radiací.

$$\alpha_{sp5, radiace} = \frac{q_{p,s}}{(t_{sp} - t_{st})} = \frac{8959,5}{(939 - 638)} = 29,766 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Celkový součinitel tepla tedy zjistím součtem součinitelů tepla radiací a konvekci dle rovnice (10. 13).

$$\alpha_{sp} = \alpha_{sp, radiace} + \alpha_{sp, konvekce} = 10,35 + 29,766$$

$$\alpha_{sp} = 40,116 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Sdílení tepla zářením mezi trubkou výměníku a keramickou plochou stěny komory je zanedbáno. Důvodem je malý teplotní rozdíl mezi středními teplotami těchto povrchů.

c. Orientační výpočet délky trubky výměníku

Množství tepla potřebné k ohřátí přiváděného terciálního vzduchu do spalovací komory zjistím použitím vztahu 10.8 pro výpočet tepla ve spalínách, jako medium bude však vzduchu.

Jako množství vzduchu budu hodnotu změřeného vzduchu $V_{vz} = 0,00444 \text{ m}_N^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

Měrnou tepelnou kapacitu jsem zjistil lineární interpolací z přílohy 2, pro střední hodnotu teploty vzduchu $t_{vz} = 338,5 \text{ }^\circ\text{C}$, její hodnota je $cp_{vz} = 1,3929 \text{ kJ} \cdot \text{m}_N^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$. Za vstupní a výstupní teplotu považuji hodnoty $t_{výstupní} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ a $t_{vstupní} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Q = V_{vz} \cdot cp_{vz} \cdot (t_{výstupní} - t_{vstupní})$$

$$Q = 0,00444 \cdot 1,3929 \cdot (700 - 23)$$

$$Q = 4,18689 \text{ kW}$$

Výměník, je počítán jako protiproudý rekuperativní výměník tepla, s odpovídající korekcí. Pro „neideální“ výměník je použita tzv. F- korekce, jež je dána typem proudění.

Potřebnou délku výměníku zjistím ze vztahu 10.17.

$$\dot{Q} = k_l \cdot l \cdot F \cdot \Delta t_{stř} \quad [1] \quad (10.17)$$

$$l = \frac{\dot{Q}}{k_l \cdot F \cdot \Delta t_{stř}}$$

kde: k_l – součinitel prostupu tepla $[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$,
 l – délka výměníku $[m]$,
 F – korekční součinitel $[m]$,
 $\Delta t_{stř}$ – střední teplotní rozdíl $[K]$.

Nejprve však musím zjistit chybějící veličiny, a to součinitel prostupu tepla a střední logaritmický rozdíl teplot.

Střední logaritmický rozdíl teplot zjistíme dle vztahu 10.18.

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} \quad [K] \quad (10.18)$$

kde: $\Delta t'$ - rozdíl teplot $[K]$,
 $\Delta t''$ - rozdíl teplot $[K]$.

Při výpočtu uvažuji s počátečními teplotami vzduchu $t_{výstupní} = 700^\circ C$ a $t_{vstupní} = 23^\circ C$. U spalín jsem teploty volil na základě výsledků matematického modelu, který je popsán v kapitole 10.3. Vstupní a výstupní teploty spalín jsou $t_{výstupní} = 1045,85^\circ C$ a $t_{vstupní} = 833,85^\circ C$.

$$\Delta t_{stř} = \frac{(833,85 - 23) - (1045,85 - 700)}{\ln \frac{(833,85 - 23)}{(1045,85 - 700)}}$$

$$\Delta t_{stř} = 545,72 \text{ K}$$

Pro výpočet součinitele prostupu tepla pro válcové stěny je použit vztah 10.19.

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{vz} \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{sp} \cdot d_2}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (10.19)$$

kde:	d_1 - vnitřní průměr trubky	[m],
	d_2 - vnější průměr trubky	[m],
	α_{vz} - součinitel přestupu tepla vzduchu	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$,
	α_{sp} - součinitel přestupu tepla spalin	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$.
	λ_1 - tepelná vodivost materiálu	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

Tepelná vodivost nerez oceli je pro teplotu 638 °C $\lambda = 23,143 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$.

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{82,44 \cdot 0,021} + \frac{1}{2 \cdot 23,143} \cdot \ln \frac{0,0213}{0,021} + \frac{1}{40,116 \cdot 0,0213}}$$

$$k_l = 1,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Nyní můžu zjistit z rovnice 10.17 potřebnou plochu výměníku. Pro můj případ výměníku je korekční součinitel $F = 0,96$.

$$l = \frac{\dot{Q}}{k_l \cdot F \cdot \Delta t_{stř}}$$

$$l = \frac{4186,89}{1,8 \cdot 0,96 \cdot 545}$$

$$l = 4,45 \text{ m}$$

Vypočtená délka výměníku je 4,45 m, tento rozměr platí pro hladkou trubku a podélný tok spalin. Tato délka trubky je však z konstrukčních důvodů problematická.

Proto jsem použil vlnovcového hada, který má svou plochu vztaženou na jednotku délky 1,5 krát větší než je hladká trubka. Z tohoto pohledu mohu tedy použít délku trubky výměníku $l = 1,62 \text{ m}$. Z výsledků provedených na výměníku vyplývá, že teplota vzduchu na výstupu z výměníku je $t = 685 \text{ °C}$.

Výsledek tedy s dostatečnou přesností odpovídá naměřeným parametrům.

10.4.2 Výpočet rychlosti vstupujícího vzduchu

Pro vyrovnání tlakové ztráty, je v „T“ kusu vyrobeno 5 otvorů, kterými vstupuje vzduch do vnitřní části dohořivací komory. Aby byl přívod vzduchu rovnoměrný rozdělil jsem průtok vzduchu rovnoměrně mezi všechny otvory. Jedním otvorem tedy prochází $V_{Vz} = 0,003166 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Vzduch vstupuje do komory pod úhlem 45° od vodorovné osy.

Výpočtová rychlost vzduchu z trysek je pak.

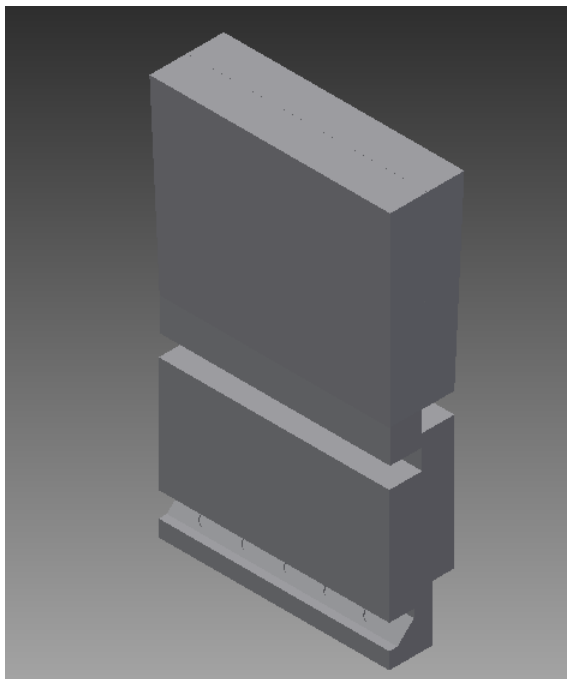
$$w_{Vz,1} = 15,75 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

10.5 Ověření navrženého opatření v matematickém modelu

a. Vytvoření modelu a sítě

Před samotným výpočtem je opět potřeba vytvořit síť na modelu vnitřní části dohořivací komory.

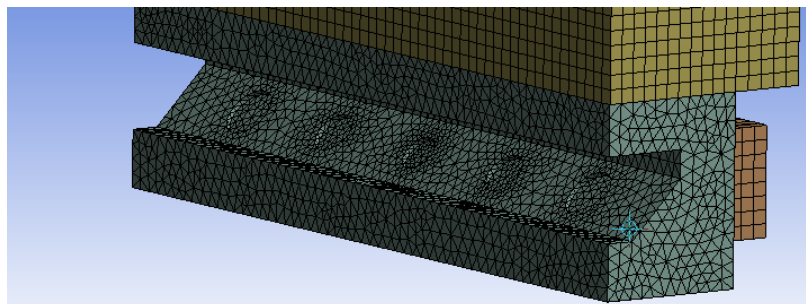
Zjednodušený model vnitřní části keramiky, jsem použil jako v předchozím případě, jen jsem upravil přívod terciálního vzduchu. Vstupy terciálního vzduchu o rozměrech 19 mm, 16 mm a 15 mm jsou vytvořeny na stěně nakloněné o 45° . Zjednodušený model keramiky lze vidět na Obr. 10.19.



Obr. 10.19 Vnitřní část keramiky navržený stav

Takto sestavený model vnitřní keramiky jsem použil pro analýzu v programu CFX. Nejdříve jsem v prostředí „meshing“ vygeneroval potřebnou síť.

Po automatickém vygenerování sítě jsem musel pomocí funkce mesh control-sizing opět zvětšit v určitých místech množství buněk. Detail na vstupy terciálního vzduchu můžeme vidět na obr. 10.20.



Obr. 10.20 Sít' vstupů terciálního vzduchu

b. Okrajové podmínky

Okrajové podmínky pro řešení modelu jsem nastavil v prostředí CFX- Pre.

Velká část okrajových podmínek je shodná s počáteční analýzou, převážně se jedná o podmínky pro směs spalin. Změněny byly jen podmínky turbulence, teplota a místo průtoku je nadefinována rychlost terciálního vzduchu v místě vstupu. U vstupu spalin byla změněna jen Turbulence. Všechny podmínky jsou v Tab. 10.10, respektive Tab. 10.11.

Okrajová podmínka	Hodnota	Jednotka
Teplota spalin na vstupu	1099	°C
Teplota terciálního vzduchu	700	°C
Teplota zadní stěny keramiky	250	°C
Teplota vnitřní stěny keramiky	450	°C
Teplota boční stěny keramiky	350	°C
Rychlost terciálního vzduchu	15,75	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Množství spalin	0,15866	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Koncentrace CO_2	0,14	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Koncentrace H_2O	0,1022	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Koncentrace N_2	0,38	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Koncentrace O_2	0,3778	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Tlak na výstupu	-25	Pa

Tab. 10.10 Podmínky pro výpočtový model návrhu snížení emisí

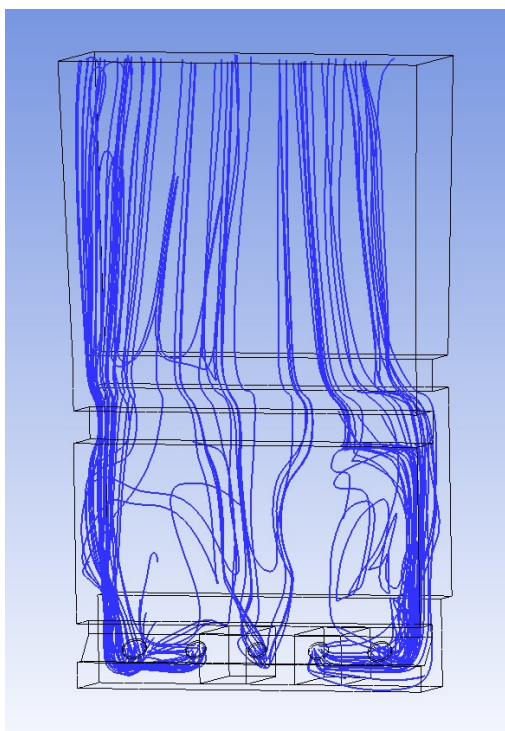
Okrajová podmínka	Nastavení vzduchu	Nastavení spalin
Turbulence	Intensity and Scale Length	Intensity and Scale Length
Fractional Intensity	0,20	0,20
Eddy length scale	0,015 m	0,4
Režim průtoku	Subsonic	Subsonic
Směr průtoku	Normal to Boundary condition	Normal to Boundary condition

Tab. 10.11 Podmínky pro nastavení spalin a vzduchu

c. Výsledky analýzy

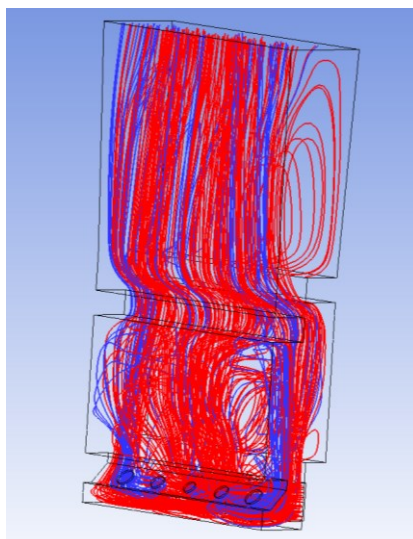
Z výsledků analýzy je patrné, že modifikovaným přívodem a při zvýšení teploty terciálního vzduchu dochází k většímu zavírání, než bylo u stávajícího stavu kotle. Na obr. 10.21 můžeme vidět simulaci vstupujícího terciálního vzduchu, označeného modrou barvou.

Z obrázku je taktéž patrné, že vstoupí-li vzduch do komory o dané rychlosti, je i přes jeho zvýšenou teplotu natlačen proudem spalin na stěny keramiky. Avšak promíchání terciálního vzduchu se spalinami je ve větší míře.



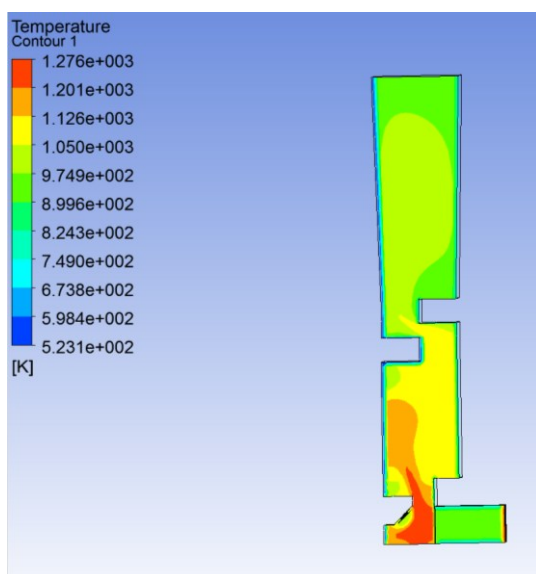
Obr. 10.21 Proudění terciálního vzduchu o teplotě 700°C

Na obr 10.22 lze jsou znázorněny oba dva proudy, jak proud vzduchu, tak i proud spalin vstupující do dohořivací komory. Tyto proudy se převážně promíchávají ve spodní části dohořivací komory.

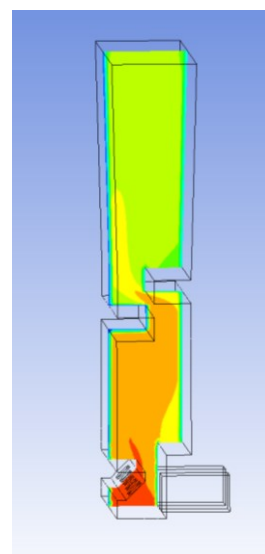


Obr. 10.22 Proudý spalín a terciálního vzduchu

Z výsledků teplotního pole obr. 10.23 resp. obr. 10.24 vyplývá, zvětšení průměrné teploty uvnitř celé dohořivací komory, tudíž přiváděný vzduch do komory pomáhá zvětšit teplotu, a tím dochází k lepšímu dohořívání vzniklých emisí CO. Toto teplotní pole získám vytvořením roviny v ose Y-Z.



Obr. 10.23 Teplotní pole vnitřní prostor keramiky



Obr. 10.24 Teplotní pole dohořivací komory

Porovnáním počátečního a současného stavu lze i přes zjednodušený model přívodu terciálního vzduchu usoudit, že teplota přivedeného vzduchu má velký vliv na dopalování vzniklých škodlivin. U současného stavu kotle, nedocházelo k dostatečnému promíchání vlivem malé teploty terciálního vzduchu, tím se zmenšil i celkový teplotní profil dohořivacího prostoru uvnitř keramiky.

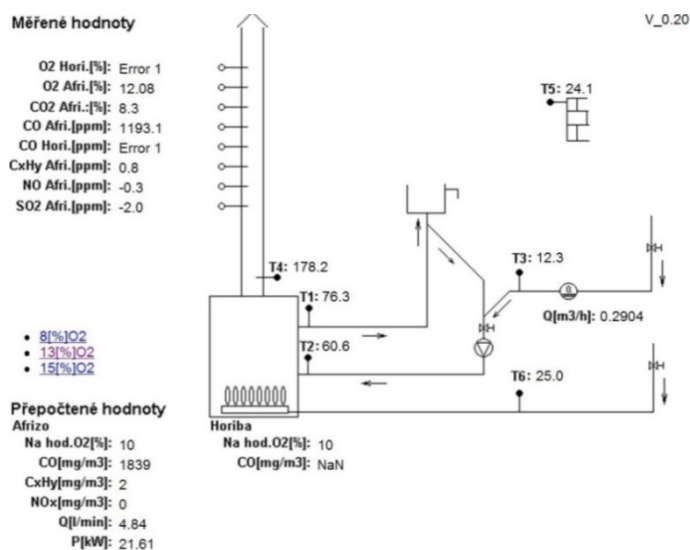
S navrženým výměníkem dochází ke zvýšeným turbulencím v dohořivací komoře, kdy je kyslík přiváděný v terciálním vzduch schopen dostatečně reagovat se vznikajícími škodlivinami. Vstupující vzduch o vyšší teplotě, zvyšuje taky celkovou teplotu uvnitř spodní části komory.

11 Měření a testování

Měření a testování jsem prováděl ve zkušebně firmy Viadrus a.s.. Zkušebna je vybavena řadou přístrojů pro plnohodnotné testování kotlů, jsou zde kalibrované analyzátory spalin, vodoměry, přístroje na měření tahu komína, měřicí stanice Commet, které zaznamenávají teploty vody a spalin. Při testování jsem kotel Lignator připojil na „smyčku“, která plně simuluje topnou soustavu.

Smyčka je tvořena potrubím, řadou ventilů a uzávěrů. Koloběh vody ve smyčce je zajištěn čerpadlem. Pro zajištění potřebného teplotního spádu na vstupu a na výstupu vody z kotle je potřeba vstupující vodu do kotle smíchat s chladicí vodou. Tato voda je regulována průtokoměrem. Dle průtoku chladicí vody je poté vypočten aktuální výkon kotle.

Pro zjištění dané teploty vody je každá voda monitorována pomocí termočlánků, které jsou vloženy do jímek připevněných na daném potrubí. V jednotce Commet MS6R se pak zaznamenávají jak hodnota průtoku vody, tak vstupní teplota vody, výstupní teplota vody, teplota chladicí vody, dále se zaznamenává teplota spalin a teplota okolí. Měřené hodnoty se přes záznamovou jednotku přenášejí do PC, kde jsou zobrazeny na schématu měřicí smyčky Obr. 11.1.



Obr. 11.1 Schéma měřicí smyčky

Dalším důležitým měřicím místem je kouřovod, zde se měří koncentrace, teplota spalin a tah komínu. Teplota spalin je měřena termočlánkem, který je vsunut do samotného kouřovodu cca 1m nad výstupní hrdlo ulity ventilátoru. Pro zjišťování koncentrace spalin je použit analyzátor spalin ABB AO2020. Aby byly koncentrace vyhodnoceny, jsou nasávány přes nahřátou „hlavu“ z kouřovodu komína, poté proudí nahříváním hadicí na teplotu 150 °C do analyzátoru, kde se vyhodnocují výsledky.

Samotné měření se provádí dle normy ČSN EN 303-5, kdy u pevných paliv je kotel provozován po dobu 2 hodin na jmenovitém výkonu, bez zásahu. Do kotle tak musí být přiloženo takové množství paliva, aby vydrželo celou testovanou dobu.

11.1 Přehled použitých zařízení

Pro realizaci měření jsem použil několik druhů měřicích přístrojů. Všechny přístroje podléhají přísné kontrole a jsou opatřeny kalibrační známkou. Jedná se o tyto přístroje:

Spalinový analyzátor ABB AO 2020

Spalinový analyzátor AO 2020 (viz Obr. 11.2) je vybaven infračerveným modulem Uras 26, kterým můžeme měřit emise plynů CO, CO₂, NO, SO₂, C_xH_y. Součástí spalinového analyzátoru je i vyhřívaná hlava s vyhřívanou trátí.

Měřená látka je odsávána čerpadlem do modulu kde je vyhodnocována, tok látky se může pohybovat v rozmezí 20 – 100 l. h⁻¹. Rozsah měření jednotlivých plynů jsou uvedeny podle výrobce v Obr. 11.3.

Součástí analyzátoru jsou dva programy pro kalibraci, program Nulový bod, používá pro kalibraci inertní plyn např. dusík. Druhým programem kalibrace je kalibrace koncových bodů.



Obr. 11.2 Spalinový analyzátor

Sample component	Smallest class 1 range	Smallest class 2 range	Smallest class 2 range with calibration cell	Gas group ¹⁾
CO	0– 50 ppm	0– 10 ppm	0– 50 ppm ²⁾	A
CO ₂	0– 50 ppm	0– 5 ppm	0– 25 ppm ²⁾	A
NO	0– 75 ppm	0– 75 ppm	0– 75 ppm ²⁾	A
SO ₂	0– 100 ppm	0– 25 ppm	0– 25 ppm ²⁾	A
N ₂ O	0– 50 ppm	0– 20 ppm	0– 50 ppm ²⁾	A
CH ₄	0– 100 ppm	0– 50 ppm	0– 50 ppm ²⁾	A
NH ₃	0– 500 ppm	0– 30 ppm	–	B
C ₂ H ₂	0– 200 ppm	0– 100 ppm	0– 100 ppm	B
C ₂ H ₄	0– 500 ppm	0– 300 ppm	0– 300 ppm	B
C ₂ H ₆	0– 100 ppm	0– 50 ppm	0– 50 ppm ²⁾	B
C ₃ H ₈	0– 250 ppm	0– 100 ppm	0– 100 ppm ²⁾	B
C ₃ H ₆	0– 100 ppm	0– 50 ppm	0– 50 ppm ²⁾	B
C ₄ H ₁₀	0– 100 ppm	0– 50 ppm	0– 50 ppm ²⁾	B
C ₄ H ₈	0– 500 ppm	0– 100 ppm	0– 100 ppm ²⁾	B
R 134a	0– 100 ppm	0– 50 ppm	0– 50 ppm ²⁾	B
SF ₆	0– 5 ppm	0– 4 ppm	–	B
H ₂ O	0–1000 ppm	0– 500 ppm	0– 500 ppm	C

Obr. 11.3 Rozsah měření

Průtokoměr Kröhne Optiflux 5300

Optiflux 5300 (viz Obr. 11.4) je řazen do skupiny elektromagnetických průtokoměrů. Skládá ze snímače Optiflux 5000 a z převodníku signálu IFC 300. Snímač se vyznačuje vysokou přesností díky měřicí trubici, která má speciální konstrukci s kónickými částmi, tyto části optimalizují měřený rychlostní profil. Snímač dále charakterizuje odolnost vůči prudkým změnám teploty, použití pro abrazivní a agresivní media, použití u metrologických institucí jako etalon atd.

Převodník IFC 300 je používán v průtokoměrech pro měření rychlosti proudění, vodivosti, objemového a hmotnostního průtoku nebo elektricky vodivých kapalin. Vyznačuje se vysokou přesností měření a dlouhodobou stabilitou $\pm 0,15\%$ z měřené hodnoty $\pm 1 \text{ m.s}^{-1}$, dále je vhodný pro měření zcela nebo jen částečně zaplněných potrubí.

Průtokoměr OPTIFLUX 5300 je možné použít při měření media v teplotním rozsahu od $t_{\min} = -60^\circ\text{C}$ do $t_{\max} = 140^\circ\text{C}$, za teploty okolí v rozsahu od $t_{\min} = -40^\circ\text{C}$ do $t_{\max} = 65^\circ\text{C}$.



Obr. 11.4 Průtokoměr Optiflux 5300

Monitorovací systém s ústřednou Comet MS6R

Ústředna MS6R (viz Obr. 11.5) umožňuje kompletní monitoring teplot, vlhkosti vzduchu a dalších veličin. Umožňuje zápis do vlastní paměti o kapacitě 2 MB. Průběhy měřených hodnot je možné kontrolovat v softwaru, který je nainstalován v počítači. Do ústředny je možné připojení mnoha měřících zařízení např. termočlánky. Rozsah je dán, druhem měření a měřícím přístrojem. U měření vstupních a výstupních teplot vody jsem použil termočlánky typu T (Cu – CuNi).

Daným typem termočlánku můžeme měřit teploty v rozsahu od $t_{\min} = -200\text{ °C}$ do $t_{\max} = 400\text{ °C}$. Přesnost měření se pohybuje $\pm 0,3\%$ z měřené hodnoty $+1,5\text{ °C}$. Záznamová ústředna je opět kalibrována.



Obr. 11.5 Comet MS6R

Dataloger Ahlborn Almemo 2690 - 8A

Dataloger má 5 galvanicky oddělených vstupů. Každý tento vstup má 4 kanály a dva výstupy. Měřené a vypočtené hodnoty je možné přenášet lokální počítačovou sítí i přes internet.

Pro ukládání naměřených hodnot, disponuje vnitřní pamětí EEPROM pro uložení až 200.000 měřených hodnot v nastaveném cyklu pro měření. Díky programovatelným konektorům lze připojit měřící čidlo pro měření fyzikálních, elektrických a chemických veličin. Dataloger (Obr. 11.6) má v zabudovaný snímač atmosférického tlaku pro korekce naměřených veličin.



Obr. 11.6 Ahlborn Almemo 2690 - 8A

Anemometrické čidlo

Jedná se o citlivý snímač s diamantovým ložiskem pro měření rychlosti proudění vzduchu v kanále Obr. 11.7. Oběžné kola vrtulkového anemometru jsou vyrobeny z hliníku.

Díky diamantovému ložisku je zajištěno minimální tření, dále zaručuje velkou přesnost měření. Průměr měřicí hlavy je 11 mm, celkový průměr sondy je 15 mm. Měřicí rozsah je od $v_{\min} = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ do $v_{\max} = 40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Nepřesnost měření $\pm 1\%$ z rozsahu $\pm 3\%$ z měřené hodnoty. Sonda se může používat v teplotním rozsahu od $t_{\min} = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ do $t_{\max} = 140 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Sonda je nasouvána do otvoru o průměru min 15 mm.



Obr. 11.7 Anemometrické čidlo

11.2 3. Měření – vložení výměníku a měření teploty vzduchu

Typ kotle:	Lignator	Zkoušku provedl:	Piják
Výkon kotle:	22,5 kW	Datum zkoušky:	7. 2. 2014
Počet článků:	7 článků		
Palivo:	Měkké dřevo		

Tab. 11.1 Štítek 3 měření

Zásadním rozdílem mezi předchozími měřeními a tímhle je to, že jsem do keramiky nainstaloval mnou navrhnutý výměník tepla.

Díky tlakové ztrátě uvnitř zkoušeného výměníku jsem musel pro vhánění terciálního vzduchu použít ventilátor. Vzduch z výměníku vstupuje do dohořivací komory vyvrtanými dírami v T kusu o průměrech 10 mm, 12 mm, 14 mm. Abych však dopravoval terciálním vstupem stejné množství vzduchu, jaké jsem naměřil v měření 2, musel jsem použít průtokoměr. Při sestavování hada k prvnímu měření jsem opomenul vliv teploty na materiál matice. Jelikož byla použita matice z mosazi, bylo nezbytné celého hada po vychladnutí kotlového tělesa vytáhnout a matici předělat na ocelovou. Abych zajistil potřebnou těsnost, vyrobil jsem mezi maticí a hada podložku, která měla za úkol, aby byla dosažena těsnost mezi maticí a vlnovcem. Po opětovném nainstalování jsem započal zkoušku s již mým výměníkem. V prvních fázích tohoto měření jsem zjišťoval, jak se změní škodliviny, když budu měnit hodnotu přiváděného terciálního vzduchu. V rámci měření jsem hodnotu sekundárního vzduchu nechal nastavenou na předešlém průtoku $\dot{Q}_{sek} = 36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Z měření vyplynulo, že hodnota emisí s rostoucím množstvím terciálního vzduchu klesá. Naopak se zmenšujícím se množstvím hodnota emisí roste.

Důležitým faktorem ovlivňující měření byl použitý kompresor. Vlivem klesání a stoupání tlaku v kompresoru docházelo lineárně ke kolísání a stoupání škodlivin.

Pro přehlednost jsem zapisoval naměřené hodnoty škodlivin, celý průběh měření je k nahlédnutí v příloze Měření 3. Emisní výsledky měření nejsou ovšem u tohoto měření relevantní díky tomu, že jsem nedodržel pravidla určená pro zkoušku.

Součástí měření byla snaha o zjištění koncové teploty vzduchu ve mnou navrhnutém výměníku. Tuto hodnotu jsem zjistil za pomoci termočlánku typu K, kdy jsem jej vložil vytvořenou dírou mezi vodorovnou částí T kusu a matkou. Abych dodržel těsnost, použil jsem na zatmelení kamnářský tmel. Zjištěná hodnota teploty ohřivaného vzduchu je $T_{vz} = 685\text{ }^{\circ}\text{C}$.

11.3 4. Měření – měření emisí

Typ kotle:	Lignator	Zkoušku provedl:	Piják
Výkon kotle:	22,5 kW	Datum zkoušky:	25. 2. 2014
Počet článků:	7 článků		
Palivo:	Měkké dřevo		

Tab. 11.2 Štítek 4. Měření

Při tomhle měření jsem zjišťoval vyprodukované emise škodlivin, kdy byl opět v keramice umístěn mnou navrhnutý výměník.

Jako palivo jsem použil měkké smrkové dřevo, kdy na základní vrstvu jsem poskládal rozštípané půlky kulatiny pro lepší zápal, na rozštípané dřevo jsem naskládal celé kusy kulatiny, ve vrchní části spalovací komory jsem doložil do zaplnění rozštípané dříví. Pro chod kotle jsem nastavil v řídicí jednotce ST- 81, program pro regulaci dle teploty spalin a výstupní vody z kotle. Nastavená hodnota spalin byla $t_{sp} = 225\text{ }^{\circ}\text{C}$ a nastavené teplota spalin vody vystupující z kotle byla $t_{vody} = 78\text{ }^{\circ}\text{C}$. Zátop jsem provedl v 7:00, po přiložení paliva v 8:50 pro první měřenou dobu. Pro jmenovitý výkon jsem nastavil průtok chladící vody na hodnotu $m_{vody} = 4,97\text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Hodnota terciálního vzduchu byla nastavena na rotametu tak, aby nepřesáhla hodnotu průtoku $\dot{Q}_{sek} = 16\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Tah komínu jsem nastavil dle uživatelské příručky přiložené u kotle Lignator mezi hodnotami 18 - 25 Pa. Pro přívod tlakového vzduchu jsem opět použil kompresor.

V první započaté době jsem zjistil, že se mi cca po hodině vytvoří v přední části paliva klenba, která zabraňuje sesouvání paliva dolů.

Dalším problémem vzniklé klenby je nahromadění kyslíku a oxidu uhelnatého, to má za následek zhoršení emisí oxidu uhelnatého.

U vzniklé klenby jsem proto musel otevřít příkládací dvířka kotle a pomoci sesunutí paliva. Při zavření se emise po krátké době ustálily na potřebných hodnotách. Za dalších 30 min. se mi však opět začala tvořit klenba, opět jsem tedy musel opakovat stejný postup jako u předešlého případu.

Druhou měřenou dobu jsem začal v 10:33 hod., po zapálení paliva o vrstvu žhavých uhlíků se mi za cca 30 minut vytvořila další klenba, musel jsem tedy opět otevřít příkládací dvířka a urovnat nesesouvající se palivo. Za hodinu od počátku druhé měřicí doby se vyskytly problémy s kompresorem, kdy jsem musel uvolnit svorky přívodních hadic, abych odvedl vodu přiváděnou z kompresoru spolu se vzduchem.

Naměřené hodnoty jsou uvedeny v příloze Měření 4, pro přehlednost uvádím v Tab. 11.3, respektive v Tab. 11.4 jen průměrné hodnoty zjištěné z první a druhé doby.

	CO ₂	CO	CO	C _x H _y	O ₂	Výstup	Vstup	Chladicí	Okolí	spaliny
	%	ppm	mg · m ⁻³	ppm	%	°C	°C	°C	°C	°C
1. doba	12	906	990	20	8	76	61	14	27	192
2. doba	10	1195	1634	30	9	73	59	14	26	191

Tab. 11.3 Průměrné hodnoty emisí a teploty vody 4. Měření

	průtok	výkon
	m ⁻³ · hod ⁻¹	kW
1. doba	0,30	21,28
2. doba	0,29	20,53

Tab. 11.4 Naměřené hodnoty 4. Měření

I když jsem se snažil udržet jmenovitý výkon na kotli, výsledný výkon byl nižší než výkon jmenovitý. Při měření druhé doby se mi v rotametri neustále udržovala voda smíchaná s olejem, která proudila z kompresoru. Výsledkem vstupu vody a oleje společně se vzduchem do výměníku, se díky vysoké teplotě vytvořila vodní pára. Tato směs měla za následek zvýšení kyslíku a zvýšení emisí díky spalování oleje. Další nepříjemností byl již zmiňovaný nárůst a pokles tlaku vháněného vzduchu. Díky velkému tlaku se dostávalo do kotle větší množství vzduchu. Při poklesu tlaku klesalo taky množství přiváděného vzduchu.

11.4 5. Měření – měření emisí

Typ kotle:	Lignator	Zkoušku provedl:	Piják
Výkon kotle:	22,5 kW	Datum zkoušky:	27. 2. 2014
Počet článků:	7 článků		
Palivo:	Měkké dřevo		

Tab. 11.5 Štítek 5. Měření

Měření jsem opět prováděl ve zkušební firmě Viadrus, kdy byl kotel opět zapojen na měřicí smyčku. Jako palivo jsem použil smrkové dříví. Pro regulaci spalínového ventilátoru jsem nastavil na řídicí jednotce ST – 81 regulaci dle teploty spalín a teploty vody vystupující z kotle. Pro jmenovitý výkon kotle jsem opět nastavil průtok chladicí vody na hodnotu $m_{vody} = 4,97 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Tyto hodnoty byly nastaveny na $t_{sp} = 225 \text{ °C}$ a $t_{vody} = 78 \text{ °C}$. Průtok sekundárního vzduchu je zachován na průtoku $\dot{Q}_{sek} = 36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, průtok terciálního vzduchu je nastaven na průtokoměru $\dot{Q}_{sek} = 16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Pro vhánění terciálního vzduchu je použit nový kompresor, který udržuje konstantní tlak. Tah komínu jsem nastavil dle manuálu na hodnoty 18 - 25 Pa.

Před samotným měřením jsem nejdříve zkontroloval stav navrhnutého výměníku, jestli nedošlo k jeho poškození. Zápal jsem začal v 6:30 hod., kdy jsem se snažil vytvořit základní vrstvu žhavého paliva pro měření první doby.

První doba měření byla započata v 8:07 hod., aby palivo vydrželo po dobu měření, což je 2 hodiny, naložil jsem do kotle 11 kilogramů paliva. Za půl hodiny po přiložení vznikla klenba v přední části kotle, tudíž jsem musel otevřít příkládací dvířka od kotle a upravit vrstvu paliva. Další klenba v přední části kotle se vytvořila cca 15 minut před ukončením první měřené doby, tudíž jsem musel upravit vrstvu paliva.

V 10:05 jsem po přiložení 10 kilogramů paliva začal měřit druhou dobu. U tohoto měření jsem vyzkoušel homogenizovat palivo, kdy jsem jednotlivé polena rozštípal na půlky. Byla to reakce na neustálé zasekávání polen o stěny keramiky. Po 40 - ti minutách se vytvořila v přední části kotle klenba, musel jsem opět otevřít příkládací dvířka a upravit palivo. Další klenba vznikla 15 minut před ukončení zkoušky, opět jsem upravit vrstvu paliva. Vzniklou klenbu můžeme vidět na Obr. 11.8.



Obr. 11.8 Vzniklá klenba při měření

Naměřené emise po celou dobu měření jsou ke zhlédnutí v příloze Měření 5. Průměrné emise jednotlivých měřicích dob jsou znázorněny v Tab. 11.6 a Tab. 11.7.

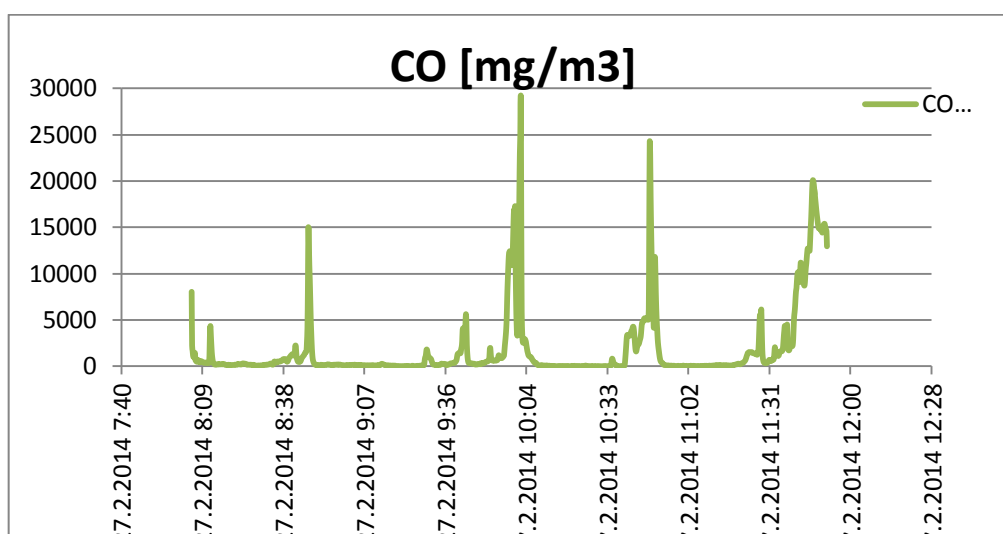
	CO ₂	CO	CO	O ₂	Výstup	Vstup	Chladicí	Okolí	spaliny
	%	ppm	mg · m ⁻³	%	°C	°C	°C	°C	°C
1. doba	11	656	1155	9	76	60	12	20	191
2. doba	12	1647	2419	8	77	61	12	23	184

Tab. 11.6 Výsledky měření 5

	průtok	výkon
	m ⁻³ · hod ⁻¹	kW
1. doba	0,30	22,38
2. doba	0,29	22,04

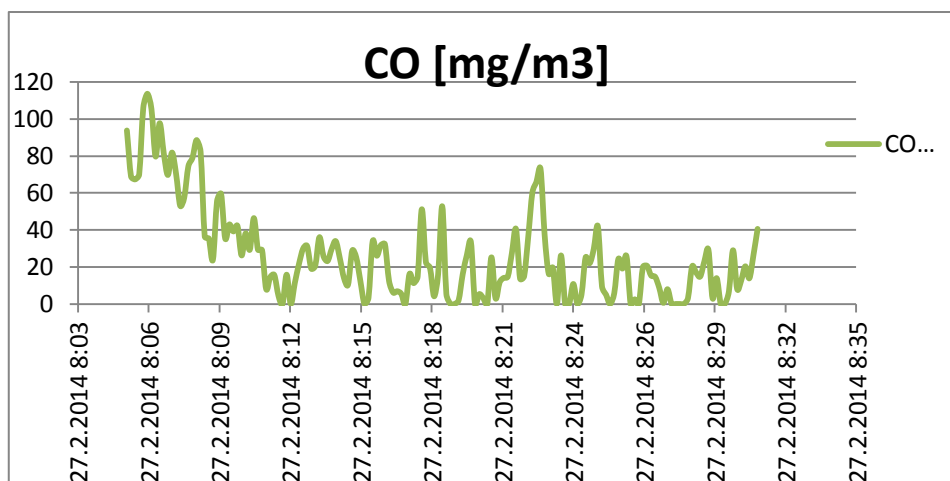
Tab. 11.7 Výsledky měření 5

K výsledkům měření jsem taky přiložil graf (Graf 11. 1) emisí Co po dobu měření.



Graf 11.1 Emise oxidu uhelnatého

Jak můžeme vidět na grafu 11. 1, emise Co jsou ve značné míře ovlivněny vzniklými klenbami v kotli. Mezi klenbami jsou hodnoty emisí na přijatelné úrovni do $100 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$. Pro názornou ukázkou vybírám interval v druhé době měření od 10:10 hod do 10:34 hod, tento interval emisí je znázorněn na grafu 11.2. Z výsledku měření dále vyplývá, že při rovnoměrném tlaku mnou navržený výměník tepla pro snížení emisí oxidu uhelnatého je funkční. Bohužel se zde vyskytl další problém, kdy se palivo při odhořívání ve spalovací komoře zasekává v přední části kotle.



Graf 11.2 Detail měřených emisí

11.5 6. Měření – emise oxidu uhelnatého

Typ kotle:	Lignator	Zkoušku provedl:	Piják
Výkon kotle:	22,5 kW	Datum zkoušky:	18. 3. 2014
Počet článků:	7 článků		
Palivo:	Měkké dřevo		

Tab. 11.8 Štítek 6. Měření

Pro zabránění vzniku klenby paliva jsem k trysce kotle u tohoto měření vložil keramický tunel. To zapříčiní posun hoření do střední části kotle. V dohořívací komoře byl vložen stejný navrhnutý výměník jako u předcházejících měření. Pro provoz kotle jsem opět nastavil regulaci dle teploty spalin $t_{sp} = 225 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a teploty vody vystupující z kotle $t_{vody} = 78 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Průtok chladicí vody jsem nastavil na průtokoměru na hodnotu $m_{vody} = 4,97 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Průtok sekundárního vzduchu je zachován na průtoku $\dot{Q}_{sek} = 36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, průtok terciálního vzduchu je nastaven na průtokoměru $\dot{Q}_{sek} = 16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Pro vhánění terciálního vzduchu je použit kompresor, který udržuje konstantní tlak. Tah komínu jsem nastavil dle manuálu na hodnoty 18 -25 Pa.

Zapálením paliva v 7:30 hod. jsem začal vytvářet základní vrstvu žhavých uhlíků pro měření. V 8:40 hod. byl kotel ustálen tak, že jsem mohl v tuto dobu začít první měření, kdy jsem přiložil do kotle 10 kilogramů paliva. Po 30 - ti minutách od začátku měřené doby se v přední části kotle vytvořila klenba. Po otevření příkládacích dvířek jsem si všiml, že odhořívání probíhá jen v přední části kotle. V zadní části kotle dochází k odhořívání paliva, avšak výrazně pomaleji. S tímto problémem vystoupaly hodnoty emisí CO na hodnotu 3000 ppm při obsahu 11% kyslíku ve spalínách. Při dalším provozu se opět vytvořily klenby, proto jsem danou dobu měření předčasně ukončil.

Před druhou měřenou dobou jsem vložený keramický tunel vytáhnul a již měřil bez něj. Druhé měření jsem začal v 10:19 hodin přiložením 12 - ti kg paliva. Jelikož jsem přiložil později, tudíž základní vrstva žhavých uhlíků byla již malá, zapálení přiloženého paliva trvalo delší dobu. Po 45 - ti minutách od zápalu se opět vytvořila klenba, kdy jsem musel upravit vrstvu paliva. Klenba se vytvářela i v následujícím čase zkoušky, kdy jsem musel opět otevřít příkládací dvířka a upravit vrstvu paliva. Druhou měřenou dobu jsem ukončil v 12:05 hodin.

Výsledné hodnoty měření jsou v příloze Měření 6. V Tab. 11.9 a Tab. 11.10 můžeme vidět průměrné hodnoty emisí.

	CO ₂	CO	CO	C _x H _y	O ₂	Výstup	Vstup	Chladící	Okolí	spaliny
	%	ppm	mg · m ⁻³	ppm	%	°C	°C	°C	°C	°C
1. doba	9	1299	2066	61	11	71	57	13	23	176
2. doba	10	418	591	18	10	77	56	13	24	164

Tab. 11.9 Průměrné hodnoty Měření 6

	průtok	výkon
	m ⁻³ · hod ⁻¹	kW
1. doba	0,32	21,31
2. doba	0,30	22,24

Tab. 11.10 Průměrné hodnoty Měření 6

Z výsledků měření vyplývá, že při použití keramického tunelu se odhořívání podle koncentrací ve spalínách značně zhoršilo. U druhé doby, kdy jsem odstranil keramický tunel, nastala ta samá situace jako při předchozím měření. Vlivem vzniklých klenb se průměrné spaliny zhoršily, avšak v intervalu mezi vytvořenými klenbami jsou hodnoty emisí na požadované úrovni.

11.6 7. Měření – měření emisí a tlaku terciálního vzduchu

Typ kotle:	Lignator	Zkoušku provedl:	Piják
Výkon kotle:	22,5 kW	Datum zkoušky:	19. 3. 2014
Počet článků:	7 článků		
Palivo:	Měkké dřevo		

Tab. 11.11 Štítek 7. měření

Předchozí měření jsem prováděl s navrhnutým výměníkem, kde byly výstupy vzduchu o průměrech 10 mm, 12 mm, 14 mm.

Před měřením jsem zvětšil jednotlivé otvory na rozměry 15 mm, 16 mm, 19 mm. Nově upraveného hada jsem opět vložil do dohořivací komory kotle. Po úpravě jsem provedl v 6:30 hodin zápal, abych docílil dostatečného zahřátí kotlového tělesa a vytvoření základní vrstvy žhavých uhlíků. Během zabíhání kotle do provozu jsem nastavil potřebné parametry pro zkoušku, aby se nelišila od zkoušky certifikační. Regulace kotle se řídí dle teploty spalin a teploty vody vystupující z kotle, jejich hodnoty jsou $t_{sp} = 225\text{ °C}$ a $t_{vody} = 78\text{ °C}$. Na vodoměru Krohne jsem nastavil průtok vody na hodnotu $m_{vody} = 4,99\text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$. Jednotlivé průtoky vzduchu jsem zachoval na stávajících hodnotách, průtok sekundárního vzduchu $\dot{Q}_{sek} = 36\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, průtok terciálního vzduchu $\dot{Q}_{sek} = 16\text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Pro vhánění terciálního vzduchu jsem použil kompresor s konstantním tlakem. Tah komínu jsem nastavil dle manuálu na hodnoty 18 - 25 Pa.

Samotnou první měřenou dobu jsem začal v 7:53 hodin, kdy jsem naložil 11 kg paliva, toto množství paliva by mělo vydržet po dobu zkoušky, která je 2 hodiny. Při měření se opět vytvořily klenby, které jsem musel odstranit. Druhou dobu jsem ukončil v 9:41 hodin.

V 9:42 jsem přiložil 11 kg smrkového dřeva pro druhou měřenou dobu. V této měřené době se během celého měření také vyskytly klenby v přední části kotle. Proto jsem musel opět otevřít příkladací dveře a znovu upravit vrstvu paliva. Druhou měřenou dobu jsem ukončil v 11:31 hodin.

Díky měřicí jednotce Ahlborn Almeo jsem mohl změřit v přivádějícím potrubí terciálního vzduchu jeho tlak. Hodnota tlaku přiváděného terciálního vzduchu je $P_{ter} = 4,5\text{ kPa}$. Dle tohoto parametru je možné vybrat pro sériovou výrobu vhodný ventilátor. Hodnota tlaku je však hodně velká, tudíž budu muset zvětšit výstupní otvory výměníku, jedině tak snížím tlak přiváděného vzduchu.

Výsledné hodnoty měření jsou k nahlédnutí v příloze Měření 7. V Tab. 11.12 a Tab. 11.13 jsou vidět průměrné hodnoty měřených dob.

	CO ₂	CO	CO	C _x H _y	O ₂	Výstup	Vstup	Chladicí	Okolí	spaliny
	%	ppm	mg · m ⁻³	ppm	%	°C	°C	°C	°C	°C
1. doba	4,1	484	3435	223	17	73	55	13	27	167
2. doba	4,05	948	4954	2	16	70	54	12	25	177

Tab. 11.12 Průměrné hodnoty 7. měření

	průtok	výkon
	m ⁻³ · hod ⁻¹	kW
1. doba	0,298	20,76
2. doba	0,296	19,96

Tab. 11.13 Průměrné hodnoty 7. měření

Průběh daného měření je stejný jako u předešlých měření. Po nějaké době vzniká klenba, musí se otevřít příkladací dveře kotle. To má za následek navýšení kyslíku ve spalínách a zvýšení emisí měřených škodlivin. Velké hodnoty emisí poté negativně ovlivní průměrné hodnoty měření.

11.7 8. Měření – měření emisí, tlaku terciálního vzduchu, rychlosti vzduchu

Typ kotle:	Lignator	Zkoušku provedl:	Piják
Výkon kotle:	22,5 kW	Datum zkoušky:	26. 3. 2014
Počet článků:	7 článků		
Palivo:	Měkké dřevo		

Tab. 11.14 Štítek 8. měření

Před měřením jsem zjistil, že stávající výměník z vlnovce se v dohořivací komoře poškodil. Proto jsem musel vytvořit nový výměník ze stejného průměru vlnovce.

Abych zmenšil tlak přiváděného terciálního vzduchu, zvětšil jsem výstupní díry na rozměry 14 mm, 16 mm a 19 mm. Před měřením jsem dále upravil keramiku ve spalovací komoře, kdy jsem stávající keramiku vyměnil za menší kusy tak, aby rozměrově byly shodné. Keramiku jsem vyměnil z toho důvodu, že jsem mezi kusy vytvořil mezeru o velikosti 10 mm. Tuto úpravu jsem provedl z toho důvodu, abych zamezil klenbě paliva.

Pro měření jsem nastavil na řídicí jednotce ST- 81 regulaci dle parametrů teploty spalint_{sp} = 225 °C a teploty vody vystupující z kotle $t_{vody} = 78$ °C. Pro jmenovitý výkon 22,5 kW jsem nastavil na chladicí vodě průtok $m_{vody} = 4,99$ l · min⁻¹. Průtoky vzduchu jsem zachoval, kdy je sekundární průtok $\dot{Q}_{sek} = 36$ m³ · h⁻¹, průtok terciálního vzduchu je $\dot{Q}_{sek} = 16$ m³ · h⁻¹.

Použil jsem pro vhánění vzduchu opět kompresor s konstantním tlakem. Tah komínu jsem nastavil dle manuálu na hodnoty 18 -25 Pa.

Před samotným měřením jsem zjistil pomocí měřící jednotky Ahlborn tlak vzduchu na výstupu z výměníku do dohořivací komory. V dírách o průměru 19 mm jsem naměřil přetlak 20 Pa, u dvojice děr o průměru 16 mm jsem naměřil přetlak 20 Pa, prostřední díry o průměru 13 mm jsem naměřil přetlak 130 Pa. Je tedy zřejmé, že se díry pro rovnoměrné rozvrstvení musí ještě upravit. Vstupní tlak terciálního vzduchu se mi podařilo snížit vytvořením děr na hodnotu $P_{ter} = 3,5 \text{ kPa}$.

Po tomhle měření jsem provedl v 7:30 hodin zátop. Do 8:47 jsem se snažil o najetí kotle na provozní parametry a o vytvoření základní vrstvy žhavého paliva pro měření. První dobu měření jsem začal 8:48 hodin, kdy jsem přiložil 11 kg paliva. Po provedených úpravách jsem doufal, že vzniklé problémy vymizí, avšak palivo se mi pořád zasekávalo a tvořilo klenby. Při otevření dvírek jsem dále postřehl, že palivo ve spalovací komoře spíše hoří, než odhořívá. Tento jev ukazuje, že do spalovací komory jde více vzduchu, než je požadováno.

V první hodině spalování se emisní limity pohybovaly okolo 10000 ppm při obsahu kyslíku ve spalinách 1%. Druhá hodina první doby měření vyšla však v požadovaných parametrech.

Druhou dobu měření jsem začal v 10:45 hodin přiložením 10,5 kg paliva na základní vrstvu z předešlé zkoušky. Zápal paliva se provedl velmi rychle a po 15 - ti minutách klesl oxid uhelnatý na nízké hodnoty při referenčním obsahu kyslíku 1,6%. Po další dobu však opět začaly emise oxidu uhelnatého stoupat. U téhle zkoušky jsem se snažil regulovat průtok terciálního vzduchu mezi hodnotami $\dot{Q}_{sek} = 16 - 19 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Vzniklé emise se tak snižovaly. Druhá hodina druhé doby měření se opět dostala do požadovaných parametrů. Důležitým faktorem je ten, že se mi palivo při měření ani jednou nezaseklo.

Měření rychlosti vzduchu jsem provedl v druhé době měření, kdy jsem za pomoci vrtulkových anemometrů měřil sekundární vzduch. Naměřené hodnoty jsou k nahlédnutí v příloze Měření 8 – rychlost vzduchu. Výsledné hodnoty emisí jsou nahlédnutí v příloze Měření 8 - emise. V Tab. 11.15 a Tab. 11.16 jsou vidět průměrné hodnoty měřených dob.

	CO ₂	CO	CO	C _x H _y	O ₂	Výstup	Vstup	Chladicí	Okolí	spaliny
	%	ppm	mg · m ⁻³	ppm	%	°C	°C	°C	°C	°C
1. doba	15	1623	63044	100	19	77	57	10,5	25	164
2. doba	15	1231	7516	96	19	78	58	10,5	25	170

Tab. 11.15 Průměrné hodnoty 8. měření

	průtok	výkon
	$\text{m}^{-3} \cdot \text{hod}^{-1}$	kW
1. doba	0,2991	23,21
2. doba	0,2991	23,63

Tab. 11.16 Průměrné hodnoty 8. Měření

Výsledkem měření jsou hodnoty emisí, které neodpovídají požadavkům nejvyšší emisní třídy. Před měřením bylo potřeba vyměnit vlnovcovou část výměníku. Důsledkem nevyhovujících hodnot emisí mohl být fakt, že keramická tryska špatně přiléhala k dohořivací komoře. Mezerou tak mohly být nasávané spaliny, které zvyšovaly koncentrace emisí. Při měření druhé doby nenastalo zaklenbování paliva.

12 Závěr

Technickým problémem řešeným v této práci bylo snížení emisí Co v kotli Lignator. Vzniklé emise jsem se snažil optimalizovat na takové hodnoty, které vyhovují požadavkům nejvyšší třídy normy ČSN EN 303-5.

V teoretické části práce je popsáno prvkové rozdělení palivového dříví, které slouží u kotle Lignator jako palivo. Dále je uvedena problematika vzniklých škodlivin, principy spalovacího procesu a základy přestupu tepla a hmoty.

Před optimalizací byl analyzován současný stav spalování s cílem nalezení vyhovujícího místa pro zásah. V podkapitole 10.1 byl popsán zjištěný stávající stav kotle doplněný o měření teplot v dohořivací komoře a v určitých místech spalínové trati. V následném měření byly zjištěny průtoky vzduchu jednotlivými vstupy. Z měření vyplynulo, že sekundárním vstupem proudí do spalovací komory $36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, do dohořivací komory proudí terciálním vstupem $16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Primární vstup vzduchu byl po celou dobu zkoušek uzavřen, tudíž měření tohoto vstupu nebylo provedeno. Pro zjištění současného stavu byl taktéž proveden stechiometrický výpočet k určení vyprodukovaného množství spalin.

Pro optimalizaci tvorby emisí CO byla zvolena dohořivací komora, respektive terciální vzduch přiváděný do komory. Ten je veden kanály vytvořenými zadní stěnou komory a koncovým článkem kotle. U současného stavu vzniká právě s přiváděním vzduchu problém ohřevem. Z jedné strany je sice ohříván stěnou dohořivací komory, vyrobené z keramiky, avšak z druhé strany je tento vzduch ochlazován zadním článkem kotle, ve kterém v místě přívodu vzduchu proudí nejchladnější voda v kotli, jelikož se vrací z topného systému.

Aby byla potvrzena úvaha, byl vytvořen model vnitřní části spalovací komory (viz Obr. 10.7). Tento model byl následně použit pro analýzu v programu Ansys – CFX podkapitola 10.3.4. Z výsledků analýzy vyplynulo, že vzduch, který vstoupí do dohořivací komory, se místo rozproudu do prostoru uvnitř komory „plazí“ po zadní a boční stěně komory. Co se týče výsledku řešení teplotního pole uvnitř komory (viz Obr. 10.13), je i zde patrné, že vzduch se „plazí“ po stěnách, tudíž nedojde k promíchání a následné reakci se spalinami v odpovídajícím teplotním okně.

Aby bylo zajištěno dostatečné promíchání se spalinami, byl dle tepelného výpočtu navržen výměník tepla (viz Obr. 10.16). Ten má za úkol ohřát přiváděný vzduch do vnitřní komory na teplotu min. $700 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

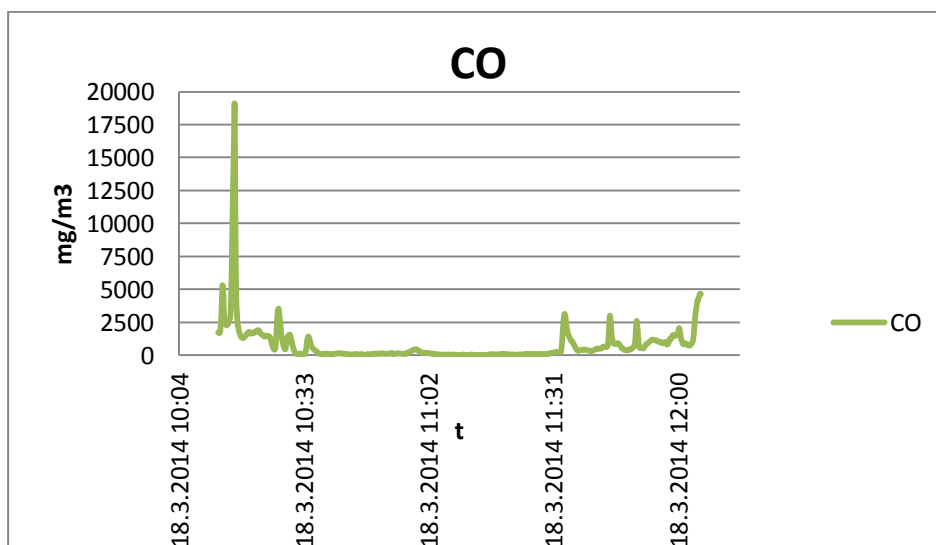
Terciální vzduch po projití výměníkem vstupuje do dohořivací komory přes „T“ kus, ve kterém jsou vytvořeny díry o takových průměrech, aby docházelo k rovnoměrnému vstupu vzduchu.

Konstrukce výměníku se skládá z nerezového vlnovce, jehož délka je 1,62 m. Materiálem pro konstrukci „T“ kusu byla zvolena trubka z nerezové oceli 17255, jejíž vlastností je odolnost vůči oxidačnímu prostředí a použití v teplotním rozmezí 900 – 1100 °C. Vlnovec a „T“ kus jsou spojeny převlečnou maticí G 3/4“ se závitem M32 x 2. Pro zajištění těsnosti je mezi vlnovec a „T“ kus umístěna podložka.

Aby se dal výměník do keramiky vložit, byl v její zadní stěně keramiky vytvořen otvor. Dále byl upraven otvor stávajícího přívodu vzduchu, jak je patrné z Obr. 10.17. Po úpravách byl sestavený výměník vložen do keramiky.

Pro zjištění funkčnosti bylo provedeno několik měření (viz kapitola 11). Všechna měření byla provedena pomocí certifikovaných měřicích přístrojů a koncentrace škodlivin byly u všech měření přepočítávány na referenční obsah kyslíku 10 %. V měřeních byla snaha o zachování poměru množství přiváděného vzduchu, kdy sekundárním vstupem proudilo do spalovací komory $36 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a terciálním vstupem proudilo $16 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Pro zachování přiváděného množství terciálního vzduchu byl použit průtokoměr. Díky tlakové ztrátě, která nastává ve výměníku tepla, je zapotřebí přiváděný vzduch vhánět pomocí ventilátoru.

Ze série měření, které byly provedeny, bylo nejlepšího výsledku dosaženo v druhé době u měření č. 6 (viz podkapitola 11. 5).



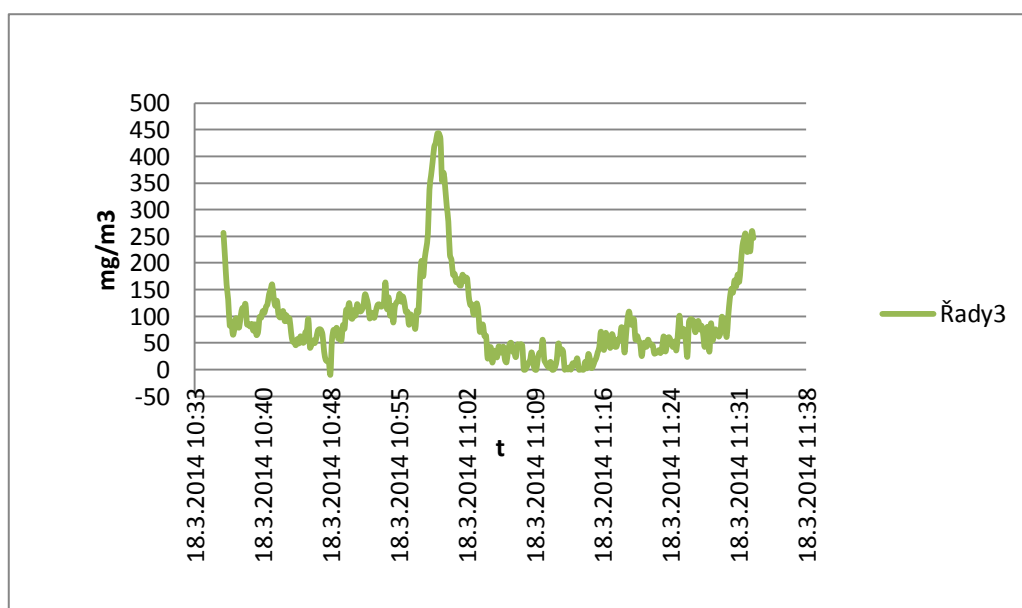
Graf. 12.1 Doba 6. Měření

Ve výše uvedeném grafu 12.1 lze vidět průběh druhé měřené doby, kdy na počátku je patrný nárůst emisí CO.

Nárůst vznikl po přiložení paliva, kdy se při jeho zapalování nahromadilo vzniklé CO. Toto množství oxidu poté nedokáže zreagovat s přiváděným kyslíkem.

Po zapálení paliva se vznikající emise na nějakou dobu stabilizovaly. Ke konci měření, kdy dochází k úbytku paliva, vzniklé emise opět vzrostou.

Z grafu 12. 2, jenž je detailem grafu 11.1 měřeným mezi dobou 10:35 - 11:31, je patrné, že při optimálním provozu kotle, dosahují emise oxidu uhelnatého požadovaných hodnot. V grafu lze vidět malou klenbu, která vznikla. V tomto případě se však palivo samovolně po čase sesunulo a klenba zmizela.



Graf. 12.2 Detail 6. měřené doby

Z výsledků všech měření vyplývá, že přes dobu měření, která se řídí normou ČSN EN 303-5, se nepodařilo vzniklé emise dostatečně snížit tak, aby dosahovaly nejvyšší emisní třídy.

Důležitým faktorem, který ovlivnil všechny zkoušky, byla klenba zapříčiněná špatným odhoříváním a sesouváním paliva. Při klenbě se vždy totiž zvýšila koncentrace oxidu uhelnatého a snížil se nedostatek kyslíku pro hoření. Tudiž bylo zapotřebí otevřít příkladací dvířka kotle a urovnat palivo. Klenba ve všech měřeních vznikala v přední části kotle, tedy tam, kde je přívod sekundárního vzduchu (viz Obr. 11. 8). Problém vznikající klenby vyplynul jako sekundární problém při řešení snižování emisí. I přes vzniklé klenby, byl u všech zkoušek po dobu měření optimální stav, kdy emise dosahovaly požadovaných hodnot.

Při řešení musí být brán v úvahu taky průtok a tlak terciálního vzduchu. Co se týče průtoku, u testů byl použit konstantní průtok, ale při běžném provozu by byla nutná regulace průtoku přiváděného terciálního vzduchu.

Jelikož byl výměník vyroben z materiálu, který dlouhodobě neodolá vysokým teplotám a není možné jej použít pro sériovou výrobu, bylo by vhodné udělat celkovou úpravu zadní keramiky. Ta by spočívala v tom, že se v zadní stěně vytvoří kanál, kudy by procházel ohřívající se terciální vzduch. Ve spodní části by byly vytvořeny vstupy pro rovnoměrný přívod vzduchu. Vytvoření kanálu by mělo za následek zvětšení tloušťky zadní stěny keramiky, ale nesměl by se zmenšit vnitřní prostor dohořivací komory.

Zvětšení šířky celé dohořivací komory by vedlo k tomu, že při současné konstrukci kotle by došlo ke zmenšení komory pro spalování.

Všechny navržené úpravy vedou ke zvýšení ceny za zařízení a kladou větší nároky na provoz, výrobu a servis.

13 Použitá literatura

- [1] NOSKIEVIČ, Pavel, KOLONIČNÝ, Jan, OCHODEK, Tadeáš. *Malé zdroje znečišťování*. Vyd.1. VŠB – TU OSTRAVA- Výzkumné energetické centrum 2004. 107s.
- [2] NOSKIEVIČ, Pavel, PILCH, Radek. *Spalování dřeva v malém ohništi*. Vyd. 1. ROMOTOP, s. r. o Suchdol nad Odrou a Výzkumné energetické centrum VŠB – TU Ostrava, 2008. 80 s. ISBN 987-80-248-1889-4
- [3] KADLEC, Zdeněk. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. 1. vyd. Ostrava: Edice SPBI SPEKTRUM, 2009. 100 s. ISBN 987-80-7385-061-6.
- [4] BLAHOŽ, Vladimír, KADLEC, Zdeněk. *ZÁKLADY SDÍLENÍ TEPLA*. 2. vyd. Ostrava: Edice SPBI SPEKTRUM, 2000. 110 s. ISBN 80-902001-1-7.
- [5] IBLER, Zbyněk a kol. *Technický průvodce Energetika 1. díl*. Praha: BEN – technická literatura, 2002. 615 s. ISBN 80-7600-026-01.
- [6] KOLAT, Pavel. *Přenos tepla a hmoty*. Ostrava: VŠB -TU Ostrava, 1987. 266 s.
- [7] KOLONIČNÝ, J., HORÁK, J., PETRÁNKOVÁ ŠEVČÍKOVÁ, S.: *Kotle malých výkonů na pevná paliva*, Ostrava: VŠB, 2011 ISBN 978-80-248-2542-7
- [8] ČERNÝ, Václav a kol. *Parní kotle a spalovací zařízení*. Praha: SNTL, 1975.
- [9] KUBESA, Petr, HORÁK, Jiří. *Proces hoření kusového dřeva*. „TZB-info“, 2012, roč. Neuveden, č. Červen, s. 1-10. ISSN 1801-4399. [cit. 2014-13-01] Dostupné z URL: < <http://energetika.tzb-info.cz/8716-proces-horeni-kusoveho-dreva>>
- [10] HORÁK, Jiří, KUBESA, Petr: *O spalování tuhých paliv v lokálních topeništích (1) aneb palivo, tvorba znečišťujících látek a spalování jako vztah muže a ženy*. Článek v „TZB-info“. [online]. 2012. číslo: Květen. str. 1-11. ISSN 1801-4399. [cit. 2014-021-02]. Dostupné z URL: < <http://energetika.tzb-info.cz/8618-o-spalovani-tuhych-paliv-v-lokalnich-topenistich-1>>
- [11] HORÁK, Jiří, KUBESA, Petr: *O spalování tuhých paliv v lokálních topeništích (2) aneb palivo, tvorba znečišťujících látek a spalování jako vztah muže a ženy*. Článek v „TZB-info“. [online]. 2012. číslo: Květen, str. 1-21. ISSN 1801-4399. [cit. 2014-04-04]. Dostupné z URL: < <http://energetika.tzb-info.cz/8644-o-spalovani-tuhych-paliv-v-lokalnich-topenistich-2>>

- [12] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. vyd..
Praha 1: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [13] DRÁBKOVÁ, Sylva, KOZUBKOVÁ, Milada. *Cvičení z mechaniky tekutin*. 1. vyd.. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2004. skriptu VŠB - TU Ostrava.
ISBN 80-248-0664-9.
- [14] BLEJCHAŘ, Tomáš. *Návody do cvičení „Modelování proudění“-CFX*. 1. vyd.
Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009 ISBN 978-80-248-2050-7.
[cit. 2014-04-20]. Dostupné z URL: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Blejchar-CFX.pdf>>
- [15] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 4. vyd..
Praha 1: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [16] *Jízda na plynový pohon*. Šlápni na plyn. [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL:< <http://lpg-cng.ochranamotoru.cz/drevo-plyn-zplynovani-koksu-uhli-raseliny-antracitu-generatory.htm> >
- [17] V-systém elektro. *Volba zdroje pro vytápění rodinného domu*. [online]. V-systém elektro s. r. o. 2014. [cit. 2014-5-03]. Dostupné z URL: < <http://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-elektrinou/10771-volba-zdroje-tepla-pro-vytapeni-rodinneho-domu> >
- [18] *Magneticko - indukční průtokoměry – Přehled a charakteristika*. Kröhne. [online].[cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: <<http://cz.krohne.com/cs/vyrobky/mereni-prutoku/magneticko-indukcni-prutokomery/prehled/>>
- [19] *Přehled vrtulkových anemometrů*. Ahlborn. [online].[cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: < <http://www.ahlborn.cz/download/File/FVA915S.pdf>>
- [20] *Analyzátor spalín*. ABB. [online].[cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: < [http://www05.abb.com/global/scot/scot205.nsf/veritydisplay/178335a96f1852f3c1257b95002cab80/\\$file/10-24-120-06-EN.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot205.nsf/veritydisplay/178335a96f1852f3c1257b95002cab80/$file/10-24-120-06-EN.pdf)>
- [21] *Dataloger Almemo*. Ahlborn. [online].[cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: < <http://ahlborn.cz/cs/produkt/datalogger-univerzalni-almemo-2690-8a>>
- [22] *Dataloger Almemo*. Ahlborn. [online].[cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: < <http://www.directindustry.com/prod/ahlborn/hand-held-universal-data-loggers-display-17042-201468.html>>
- [23] *Výukové Sylaby k předmětu Spalovací zařízení- tvorba škodlivin*. [online].[cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: < <http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/tvorba.pdf>>

- [24] *Výukové Sylaby Spalování tuhých paliv*. [online].[cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: <<http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/spalovani-tuhych-paliv.pdf>>
- [25] *Výukové Sylaby Základy spalování*. [online].[cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: <http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/zakl_spal.pdf>
- [26] *Výukové Sylaby k předmětu Spalovací zařízení- parametry spalovacího procesu*. [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: <<http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/parametry.pdf>>
- [27] Mareš. Bohumil. *CFD kód FLUENT*. ČVUT Praha. [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: <<http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/parametry.pdf>>
- [28] *Návod k obsluze kotle Lignator*. Viadrus a. s. Bohumín. [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: <<http://viadrus.cz/kotle-s-rucnim-prikladanim/ekologicky-litinovy-kotel-na-drevo-lignator-28-cz3.html>>
- [29] ČSN EN 303-5. *Kotle pro ústřední vytápění - Část 5: Kotle pro ústřední vytápění na pevná paliva, s ruční a samočinnou dodávkou, o jmenovitém tepelném výkonu nejvýše 500 kW - Terminologie, požadavky, zkoušení a značení*. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2013.
- [30] *Sbírka zákonů č. 201/2012 Sb. – o ochraně ovzduší*. Zákon ze dne 2. května 2012. [online]. [cit. 2014-05-03]. Dostupné z URL: <<http://www.tzb-info.cz/pravni-predpisy/zakon-c-201-2012-sb-a-souvisejici-predpisy>>

14 Seznam příloh

Příloha č. 1: Měrná tepelná kapacita plynů za stálého tlaku

Příloha č. 2: Měrná tepelná kapacita vzduchu

Příloha č. 3: Měrná tepelná kapacita vybraných pevných látek za dané teploty

Příloha č. 4: Fyzikální vlastnosti při tlaku 101325 Pa objemové koncentraci složek 13% CO_2 , 11% H_2O , 76% N_2

Příloha č. 5: Diagram pro určení emisivity oxidu uhličitého v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné tloušťky vrstvy

Příloha č. 6: Diagram pro určení emisivity vodní páry v závislosti na teplotě a součinu parciálního tlaku a účinné tloušťky vrstvy

Příloha č. 7: Graf korekčního součinitele β

Příloha č. 8: Tabulka pro určení součinitele pro krátké trubky

Příloha č. 9: Tabulka pro určení součinitele pro krátké trubky turbulentní proudění

Příloha č. 10: Sestava Vložený výměník do keramiky

Příloha č. 11: Sestava Výměník

Příloha č. 12: Svařenec „T“ kus

Příloha č. 13: Výrobní výkres vlnovec

Příloha č. 14: Výrobní výkres koncovka

Příloha č. 15: Výrobní výkres nádstavec

Příloha č. 16: Výrobní výkres uzávěr

Příloha č. 17: Kusovník

Přílohy CD:

Měření 1.

Měření 2.

Měření 3.

Měření 4.

Měření 5.

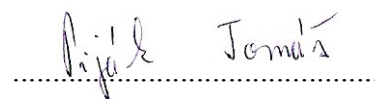
Měření 6.

Měření 7.

Měření 8.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu mé práce Ing. Zbyszku Szeligovi, Ph.D. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat firmě Viadrus a. s., zejména panu Ing. Leonu Ligockému, za umožnění vypracování této práce. Taktéž děkuji pracovníkům Výzkumu a vývoje za rady a pomoc při měření.

A handwritten signature in black ink, reading "Radek Tomáš", written over a horizontal dotted line.

(podpis autora)